

ARBETSRAPPORT

FRÅN SKOGFORSK NR 704 2010



Utveckling av en dynamisk helfordonsmodell för skotare

Olof Karlsson och Fredrik Nisserud

Ämnesord: Dynamisk simulering av skotare, modellering av skotare.

SKOGFORSK

– Stiftelsen skogsbrukets forskningsinstitut

arbetar för ett lönsamt, uthålligt mångbruk av skogen. Bakom Skogforsk står skogsföretagen, skogsägareföreningarna, stiften, gods, skogsmaskinföretagare, allmänningar m.fl. som betalar årliga intressentbidrag. Hela skogsbruket bidrar dessutom till finansieringen genom en avgift på virke som avverkas i Sverige. Verksamheten finansieras vidare av staten enligt särskilt avtal och av fonder som ger projektbundet stöd.

FORSKNING OCH UTVECKLING

Två forskningsområden:

- Skogsproduktion
- Virkesförsörjning

UPPDRAG

Vi utför i stor omfattning uppdrag åt skogsföretag, maskintillverkare och myndigheter. Det kan gälla utredningar eller anpassning av utarbetade metoder och rutiner.

KUNSKAPSFÖRMEDLING

För en effektiv spridning av resultaten används flera olika kanaler: personliga kontakter, webb och interaktiva verktyg, konferenser, media samt egen förlagsverksamhet med produktion av trycksaker och filmer.

Förord

Till dem som hjälpt oss på ett eller annat sätt under utförandet av examensarbetet vill vi passa på att framföra ett stort tack.

Först vill vi tacka Björn Löfgren, vår handledare på Skogforsk, för vägledning och hjälp med synpunkter, framför allt om mätningar och upplägg i början av examensarbetet. Vi vill även rikta ett stort tack till Petrus Jönsson på Skogforsk för ovärderlig hjälp med allt arbete som uppstod under mätningarna på skotaren.

Tack till vår handledare Kjell Andersson samt vår examinator Ulf Sellgren från maskinkonstruktion på KTH för många givande diskussioner och förslag kring alla våra funderingar.

Vi vill även tacka David Rydberg på Komatsu Forest för hjälp med konstruktionsunderlag och information angående skotarens uppbyggnad och fysiska egenskaper.

Till sist vill vi tacka Ola Karlsson för språkgranskning av rapporten.

Stockholm 2009-12-09

Olof Karlsson och Fredrik Nisserud

Abstract

In order to stay competitive the productivity of the Swedish forest industry needs to increase annually by 2 to 3 %. Increasing the ability for the forest machines' to drive in the terrain is one of the ways to increase the productivity. The main limitation is the vibrations the driver is exposed to while driving. In order to easily explore how design changes may lower these vibrations a dynamic simulation model of a forwarder is requested. A forwarder is a vehicle that is used to retrieve logs from the logging site, transporting them to a pickup point where the logs are accessible for a truck.

The aim of the thesis work has been to create and verify an MD Adams simulation model for a forwarder Valmet 860. The simulation model is to be verified to measurements from actual test runs. The model has been created based on information from the manufacturer of the forwarder and an existing simulation model.

Since the existing model could not be verified, the cause of this has been analyzed. Conclusions have been that the parts of the forwarder need to be modeled more accurately. The tire model, which in the earlier model is of a simple kind, has proven to be a critical point in order to simulate the forwarders dynamics correctly. By implementing a more sophisticated tire model which, among other things, takes into account the tire's shape, the air volume in the tire and the stiffness of the tire ring, the verification of the model have been done successfully.

Verification has been performed by comparing the frequencies and amplitudes of the vibrations. All data was processed in MATLAB in order to ensure that measurement data from the reference test run and the simulation was treated equally.

The results given in the comparison between reference data and simulation data verify the model for the specific test track. Some overestimations of amplitudes at the results from simulations with tire pressures of 3 and 5 bars were noticed. At 1 bar the amplitude level of the result was up to double compared to the reference data. The frequencies match the reference well for all three pressures.

The suitability of the method used in order to create a full vehicle model has been discussed. Conclusions based on the result and the process of the thesis is that the method, complemented with more data concerning the forwarder, is well suited for creation of this kind of simulation model. In order to verify the model's overall validity and expand its application possibilities further work should be done.

Innehåll

Förord.....	1
Abstract	2
Sammanfattning	5
Nomenklatur	6
Beteckningar	6
Förkortningar och uttryck	6
1 Inledning.....	7
1.1 Bakgrund.....	7
1.2 Syfte	7
1.3 Avgränsningar	7
1.4 Övergripande metod.....	8
2 Referensram	9
2.1 Valmet 860	9
2.1.1 Boggi	9
2.2 Mekanik.....	10
2.2.1 Svängning	10
2.2.2 Olika former av dämpning	10
2.2.3 Tröghetsmoment och tröghetsprodukter.....	11
2.3 Programvara för dynamisk simulering	12
2.4 Analytiska beräkningsmodeller för däckbeteende.....	12
2.4.1 Punktkontaktmodell.....	12
2.4.2 Stelbandsmodell	13
2.4.3 Konstant kontaktlängdsmodell	13
2.4.4 Varierande kontaktlängdsmodell	14
2.4.5 Varierande kontaktlängdsmodell med interradiella fjädrar.....	14
2.4.6 Bedömning av analytiska beräkningsmodeller.....	14
2.5 Däcksimuleringsmodeller i MD Adams	15
2.5.1 Fiala 15	15
2.5.2 521-Tire	16
2.5.3 UA-Tire.....	16
2.5.4 PAC2002	16
2.5.5 F-Tire	17
2.6 Mätutrustning.....	17
2.7 Befintlig simuleringsmodell	17
3 Insamling av referensdata.....	19
3.1 Koordinatsystem	19
3.2.1 Massa och tyngdpunkt.....	20
3.2.2 Mätmetoder.....	20
3.2.3 Testmiljö	21
3.2.4 Riskanalys för mätning av referensdata	22
3.3 Analysmetod för mätdata.....	22
3.3.1 Lågpassfiltrering	22
3.3.2 Frekvensanalys.....	23
4 Utveckling av simuleringsmodell	24
4.1 CAD-modell.....	24
4.1.1 Mätning och modellering av delar	24
4.1.2 Gruppering och assemblering	24
4.1.3 Ansättning och kontroll av fysiska egenskaper	27
4.2 Skapande av Adamsmodell.....	28
4.2.1 Inställning av joints	28
4.2.2 Drivning.....	29
4.2.3 Styrning.....	30
4.2.4 Mätmetoder.....	31
4.2.5 Däcksimuleringsmodell Fiala	31
4.2.6 Däcksimuleringsmodell F-tire	31

4.2.7 Jämförelse mellan Fiala och F-tire.....	33
4.2.8 Modellering av den simulerade testbanan	34
4.2.9 Markfriktion	35
4.2.10 Test av simulerade däckegenskaper	36
4.3 Modellanpassning.....	36
4.3.1 Tröghet i roll mellan framvagn och bakvagn.....	36
4.3.2 Anpassning av däcksimuleringsmodell	37
4.3.3 Superelement	37
4.3.4 Systemmoder.....	38
4.3.5 Toleranser för resultatjämförelsen	38
4.3.6 RMS-värde.....	39
5 Verifiering av simuleringsmodell	40
5.1 Modellresultat	40
5.2 Jämförelse mot referensdata	40
5.2.1 Boggivinkeljämförelse	41
5.2.2 Frekvensspektra för acceleration i x-led.....	41
5.2.3 Frekvensspektra för acceleration i y-led.....	43
5.2.4 Frekvensspektra för acceleration i z-led.....	44
5.2.5 Frekvensspektra för rollhastighet	45
5.2.6 Rollhastigheter	46
5.2.7 Jämförelse mot toleransnivåer och medianvärden.....	47
5.2.8 Jämförelse av RMS-värden	48
5.3 Däckegenskaper.....	48
5.4 Felkällor	49
6 Slutsatser om modellering i adams	51
6.1 Felsökning i Adams.....	51
6.2 Förändring av modellens delar.....	51
6.2.1 Flexibel modellering	51
7 Slutsats.....	53
7.1 Övergripande slutsats	53
7.2 Slutsats av frekvensanalys	53
7.3 Generell giltighet	53
7.4 Användningsområde.....	53
8 Diskussion	54
8.1 Tillämpningsområden.....	55
9 Vidareutveckling av modellen	56
9.1 Däck	56
9.2 Väg.....	56
9.3 Driftsfall.....	56
9.4 Modelluppbyggnad och superelement.....	56
9.5 Drivning och styrning.....	57
9.6 Hytt och förarmiljö	57
Referenser	57
Bilaga 1 Testbana.....	59
Bilaga 2 Joints och bushings.....	61
Bilaga 3 F-tire.....	63
Bilaga 4A Referensavvikelser.....	67
Bilaga 4B Grafer.....	69

Sammanfattning

För att den svenska skogsindustrin ska kunna behålla och stärka sin konkurrenskraft behöver produktiviteten öka 2 till 3 % per år. Ett viktigt bidrag till detta skulle vara en ökad körhastighet. För att möjliggöra detta måste skogsmaskinernas terränggående förbättras. Den främsta begränsningen är de vibrationer föraren utsätts för under körning i terräng. För att det ska bli både lättare och billigare att undersöka vilka konstruktionsförändringar som ger en bättre förarmiljö och framkomlighet är en simuleringsmodell av en skotare efterfrågad. Skotaren är ett fordon som hämtar stockar från avverkningsplatsen och transporterar stockarna till en plats där en lastbil kan hämta dem.

Syftet med detta examensarbete har varit att skapa en simuleringsmodell av en skotare av märket Valmet 860 i *MD Adams* och verifiera den mot resultat från fältprov. Modellen har skapats utifrån information från Komatsu Forest AB och en äldre simuleringsmodell.

Eftersom den tidigare modellen inte kunnat verifieras har en analys av orsaker till detta utförts. Analysen visar att de fysiska egenskaperna för skotarens olika delar behöver beräknas mer noggrant och jämföras med den skotare referens-tester utförts med. Däcksimuleringsmodellen, som i den äldre modellen var av en enklare sort, har visat sig vara en kritisk punkt för att kunna simulera skotaren korrekt. Genom implementering av en mer avancerad däcksimuleringsmodell, som bland annat tar hänsyn till däckets form, luftvolym och styvhet i själva däckringen, har verifiering av modellen varit möjlig.

Verifieringen har utförts genom jämförelse av frekvenser och amplitudnivåer. All databehandling har utförts i *MATLAB* för att säkerställa att mätdata från referensmätning och simuleringsmodell behandlas lika.

De resultat som ges vid jämförelsen mellan referensdata och simuleringar verifierar modellen för körning över den aktuella testbanan. Resultatet visar på överskattning av amplituder vid de två mest använda däcktrycken 3 och 5 bar. Vid 1 bars tryck blir vissa amplituder dubbelt så höga i simuleringen som i verkligheten. De frekvenser som exciteras stämmer bra för samtliga tryck.

Vid utvärderingen av resultaten och metoden diskuteras metodens lämplighet för en helfordonsmodell. Slutsatser dragna utifrån de verifierade resultaten är att metoden efter vissa justeringar och med ökad tillgång till fordonsdata är lämplig att använda för skapandet av en helfordonsmodell. För att utöka användningsmöjligheterna för simuleringsmodellen bör ytterligare arbete utföras.

Nomenklatur

I avsnittet redovisas de begrepp och förkortningar som används i rapporten.

BETECKNINGAR

Symbol	Beskrivning
h	höjdmått, här vertikalt avstånd i globala koordinatsystemet (m)
m	massa (kg)
k	fjäderkonstant (N/m)
c	dämpningskonstant (Ns/m)
x	lägeskoordinat (m)
\dot{x}	hastighet, tidsderivata på läge (m/s)
\ddot{x}	acceleration, tidsderivata på hastigheten (m/s ²)
ζ	dämpfaktor
I_{zz}, I_{xz}	tröghetsmoment, Tröghetsprodukt (kgm ²)

Förkortningar och uttryck

<i>Adams/PostProcessor</i>	Post-processorn som används för att analysera resultat i <i>Adams</i> .
<i>Adams/Solver</i>	<i>Adams</i> solver som utför beräkningar.
<i>Adams/View</i>	Pre-processorn som används i <i>Adams</i> .
<i>BDF</i>	Beräkningsalgoritm som används i däcksimuleringsmodellen <i>F-tire</i> .
<i>Boggi</i>	Ett par tätt sittande hjul, här sittande på en arm fäst i ramen.
<i>CAD</i>	Computer Aided Design.
<i>Cambervinkel</i>	Snedställning av hjul runt axeln längs med fordonets riktning.
<i>Debugger</i>	Programfunktion för felsökning i pre-processor eller solver.
<i>Egenmod</i>	Formen för en egenfrekvens svängningsrörelse.
<i>FEM</i>	Finita element metoden. Metod för bland annat hållfasthets- och styvhetsberäkning.
<i>FFT</i>	Fast Fourier Transformation. Algoritm för att snabbt göra en numerisk fouriertransformation av ett stort antal mätvärden.
<i>Fourieranalys</i>	Analys som letar efter upprepningar i en dataserie. Resultatet ges som en graf där svängningsamplituden visas som funktion av frekvensen.
<i>MATLAB</i>	Beräkningsprogramvara för numerisk beräkning.
<i>MBS</i>	Multy Body System. (Dynamiskt flerkroppssystem).
<i>Modalanalys</i>	Analys av en komponents egenmoder, egenfrekvenser och dämpning.
<i>MD Adams</i>	MBS-programvara för simulering av stelkroppsdyamik.
<i>Pre-processor</i>	Programdel för definiering av en modell och definiering av den eller de simuleringar som ska utföras.
<i>Post-processor</i>	Programdel som analyserar simuleringsresultaten i någon form, antingen som bilder eller som grafer i någon form.
<i>Prompt</i>	Meddelande i datorprogram som avser att göra användaren uppmärksam på att viss information ska eller bör matas in.
<i>Solver</i>	Programdel som utför beräkningar och simulering. Solvern hämtar indata från pre-processorn och ger utdata till post-processorn.
<i>Simulink</i>	Grafiskt gränssnitt för beräkning i <i>MATLAB</i> .
<i>Skotare</i>	Skogsmaskin som används för att hämta de stockar skördaren avverkat och föra stockarna till närmsta plats där timmertransport kan hämta stockarna.
<i>Skördare</i>	Skogsmaskin som används till att fälla och kvista träd samt att kapa dem i rätt längder.
<i>Slip</i>	Differens i hastighet för däckets periferi och marken däcket är i kontakt med.

1 Inledning

I följande avsnitt beskrivs bakgrunden till projektet, dess syfte och uppgift samt redogörs för projektets avgränsningar.

1.1 BAKGRUND

Skogforsk bedriver forskning för det svenska skogsbruket, finansierad av skogsbruket och svenska staten. Forskningen syftar till stärkt konkurrenskraft och ökad lönsamhet samtidigt som miljökrav och samhällsnytta upprätthålls. I samverkan med Komatsu Forest bedrivs bland annat forskning på olika typer av skogsmaskiner. (Skogforsk 2009). För att kunna stärka det svenska skogsbrukets konkurrenskraft inom skogsindustrin behövs en ökning av produktiviteten med 2 till 3 % per år (Löfgren 2009). En av många möjligheter till detta är att utveckla skogsmaskinernas förmåga att ta sig fram i terrängen. Förutom ökad framkomlighet måste även förarens miljö tas i beaktande. Reducering av de vibrationsnivåer som förarna idag utsätts för är en nyckel till att öka produktiviteten då lagstiftning ställer krav på hur mycket vibrationer föraren får utsättas för under en arbetsdag.

Skogsmaskiner verkar i en miljö som ställer stora krav på dem både vad det gäller fysisk hållbarhet och vad gäller kördynamik. Maskinerna måste vara anpassade för att klara av att köra säkert i terräng utan att utsätta föraren för skadliga nivåer av vibrationer och accelerationer. En metod för att enklare kunna förutsäga hur olika konstruktionsförändringar påverkar det dynamiska beteendet hos en skogsmaskin utan att behöva bygga dyra prototyper, är att skapa en fordonsdynamisk modell i ett simuleringsprogram. Behovet av en dynamisk skogsmaskinsmodell ligger till grund för att Skogforsk genomfört två examensarbeten med mål att utveckla en sådan modell för skotare. Detta examensarbete är en vidareutveckling av en dynamisk skotarmodell som skapats i de tidigare examensarbetena. (Skogforsk 2009).

1.2 SYFTE

Syftet med examensarbetet har varit att vidareutveckla den dynamiska simuleringsmodell som redan fanns för prediktering av skotarens fordonsdynamik. Målet för vidareutvecklingen har varit att undersöka om en korrekt modell går att skapa med *MD Adams*. Metoden har varit att för olika däcktryck jämföra en verklig skotares dynamiska beteende med den simulerade skotarens vid körning på hård bana.

1.3 AVGRÄNSNINGAR

För att avgränsa arbetet har ett antal mer specifika målsättningar satts upp:

- Modellens kördynamik ska i rimlig mån stämma överens med den verkliga maskinens kördynamik, exempelvis i fråga om accelerationsnivåer och frekvensspektrum.
- Den simulerade kördynamiken ska jämföras med den verkliga kördynamiken för körning rakt fram på hårt horisontellt underlag med hårda hinder, enligt en given testbana.

- I mån av tid ska simuleringsmodellen innehålla en tredimensionell bana och en tredimensionell däcksimuleringsmodell för att kunna utvärderas vid körning över hinder som inte är symmetriska över hela däckbredden.
- Modellen ska anpassas till en skotare Valmet 860 som fanns att tillgå vid tidpunkten för testkörningarna i Uppsala.

Med anpassning av modell avses följande:

- Massa och tyngdpunkt för större delsystem och komponenter i modellen ska ligga så nära de verkliga värdena som möjligt.
- Detaljnivån för modellen ska hållas på en rimlig nivå med avseende på simulerings- resultat och hanterbarhet.
- Modellen ska som helhet lätt kunna kännas igen som den verkliga skotare den jämförs med.

1.4 ÖVERGRIPANDE METOD

Utvecklingen av skotarmodellen har förberetts genom att på ett tidigt stadium av projektet utvärdera vilka data som bedöms som rimliga referensdata vid verifiering av skotarmodellen. Referensdata har sedan samlats in vid testkörning av en skotare (Valmet 860) på en testbana. Då testkörningen endast kunnat genomföras under det första skedet av arbetet har det varit av stor vikt att tidigt sätta sig in i skotarens rörelsemönster för att kunna välja bra mätmetoder och mätpunkter.

För att kunna förutsäga skotarens dynamiska beteende är däckbeteende, massa, tyngdpunkt och tröghetsmoment av stor betydelse. Ett första steg i vidareutvecklingen av simuleringsmodellen har varit att analysera befintlig simuleringsmodell för att sedan skapa en ny modell med uppdateringar avseende ingående komponenter och komponentvikter. Genom CAD-modeller från tillverkaren Komatsu Forest, vägning av delsystem vid tillverkningen i Umeå samt egna uppskattningar har en ny CAD-modell skapats. Med den nya CAD-modellen av skotaren har sedan en ny simuleringsmodell i *MD Adams R3* (2009), i fortsättningen kallat *Adams*, skapats. Modifieringar avseende däcksimuleringsmodell och modellinställningar, till exempel friktioner i leder och olika framdrivningsätt, har genomförts för att ge ett resultat motsvarande referensresultatet. Målsättningen har varit att de konstruktionsändringar som görs ska vara allmängiltiga för att även andra driftsfall än den specifika banan ska kunna simuleras.

Arbetet har till största delen bedrivits vid KTH. Således har kontakt med handledare på KTH kunnat ske utan svårighet. Kontakt med handledare på Skogforsk har varit god och skett genom telefon och e-post. Delar av arbetet har förlagts till testanläggningen utanför Uppsala.

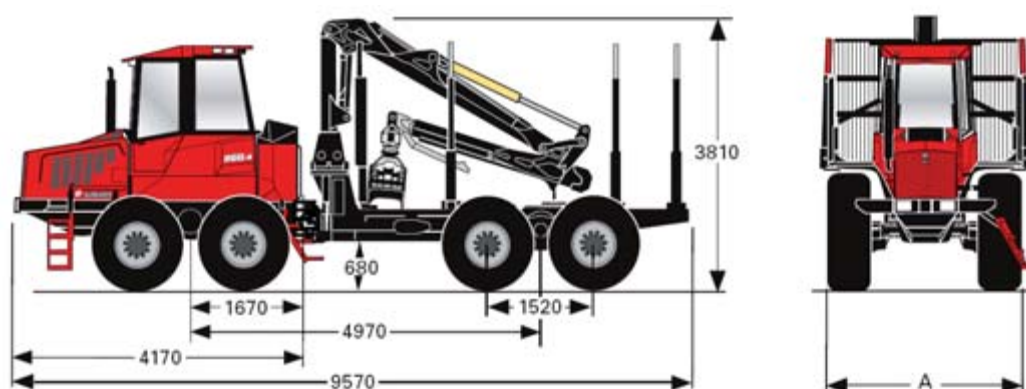
Genom att analysera den befintliga simuleringsmodellen har slutsatsen dragits om hur en ny simuleringsmodell ska skapas för att ta hänsyn till de viktigaste källorna till resultatet.

2 Referensram

I referensramen redogörs för relevant kunskap och information som använts i arbetet.

2.1 VALMET 860

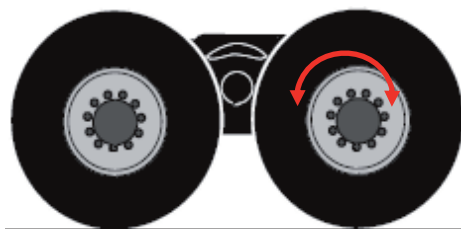
Simuleringsmodellen är en skotare av modell Valmet 860, tillverkad av Komatsu Forest. En skotare används för att hämta stockar där de skördats och transportera dem till en plats där en lastbil senare kan hämta stockarna. Valmet 860 har yttermått enligt det som visas i *Figur 1* nedan, skotarens bredd varierar mellan 2 760 och 2 990 mm. Maskinvikten är 16 000 kg och lastkapaciteten är 14 000 kg. Varje hjulpar sitter på en boggi som sitter fast i fram- respektive bakram på en axel mitt mellan hjulen (mer om boggin i följande avsnitt). Drivningen av hjulen sker mekaniskt på alla åtta hjul från en dieselmotor på 195 hästkrafter via en hydraulmekanisk drivlina. (Komatsu Forest 2009).



Figur 1.
Skotaren Valmet 860 med de viktigaste yttermåten angivna i mm. Styrning sker genom vridning av leden som sitter mellan hytten och kranen. Leden medger även vinkeländringar runt längsgående axeln (roll). (Komatsu Forest, 2009)

2.1.1 Boggi

De åtta hjulen på skotaren sitter parvis på varje boggi. Boggin är en helt stel arm, där leden är fäst i ramen enligt *Figur 2*, där hjulen sitter på lika avstånd från centrum. Konstruktionen innebär att boggifästet i ramen rör sig mycket mindre i vertikalled än hjulen då ett hinder passeras. Hjulen sitter utan fjädring och dämpning i boggin som i sin tur är fäst i ramen utan fjädring och dämpning. (Komatsu Forest 2009).



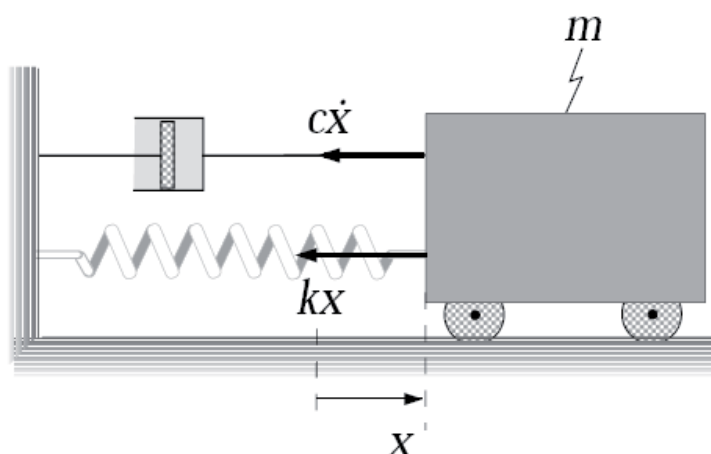
Figur 2.
Boggi från skotaren. Hjulen sitter stelt infästa i boggens två ändar. Boggens mittpunkt sitter ledad i ramen utan vare sig dämpning eller fjädring. Boggilösningen medger mindre och långsammare vertikalrörelse för upphängningens fäste i ramen jämfört med en hjulupphängning där hjulet sitter direkt på ramen.

2.2 MEKANIK

2.2.1 Svängning

Mekanisk svängning uppstår då en kropps stabila jämviktsläge störs. En motverkande kraft försöker dra kroppen tillbaka till sitt ursprungliga läge. Resultatet blir att kroppen kommer att få en regelbunden rörelse kring ett svängningscentrum (en så kallad oscillerande rörelse). Till slut mattas svängningarna av genom energiförluster och svängningen upphör.

Figur 3 illustrerar ett fjäder-dämparsystem. Kraften från dämparen beror på hastigheten \dot{x} och en dämpningskonstant c och verkar alltid i motsatt riktning mot massans rörelse. Fjäderkraften beror av förlängningen x och fjäderns fjäderkonstant k och verkar alltid mot fjäderns jämviktsläge.



Figur 3.

Ett fjäder-dämparsystem där c är dämpningskonstanten och k fjäderkonstanten. $c\dot{x}$ och kx är reaktionskrafter från dämpare respektive fjäder. Massan i figuren har en hastighet åt höger och befinner sig till höger om jämviktsläget, varför både dämpnings- och fjäderkraften verkar åt vänster. (Nyberg 2003)

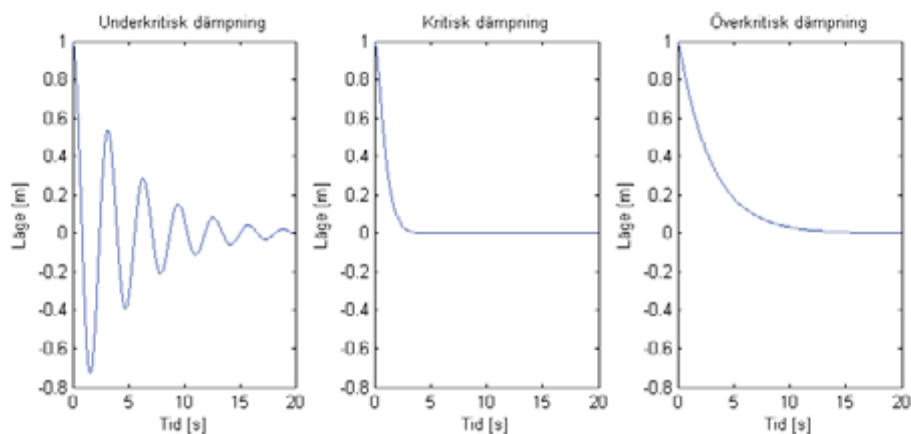
Systemet bildar en differentialekvation som beskrivs i ekvation (1). Prickarna över x anger ordningen av derivatan med avseende på tiden. (Nyberg, 2003).

$$\ddot{x} + \frac{\dot{x}c}{m} + \frac{xk}{m} = 0 \quad (1)$$

2.2.2 Olika former av dämpning

Beroende på dämpningsfaktorn i ekvation (2) får dämpningen olika karaktäristiska beteenden. Om dämpningsfaktorn är större än 1 leder det till att jämviktsläget passeras högst en gång – så kallad överkritisk dämpning föreligger (Figur 4). Vid underkritisk dämpning (Figur 4) är dämpningsfaktorn mindre än 1 och svängningen avtar enligt en sinusfunktion där amplituden minskar exponentiellt. Kritisk dämpning uppstår då dämpningsfaktorn är 1. Systemet eftersträvar då att återvända till jämviktsläget på kortast möjliga tid (Figur 4).

$$\text{(Nyberg, 2003). } \zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (2)$$



Figur 4.

(Vänster) Underkritisk dämpning, då svängningens amplitud gradvis dämpas enligt en sinusfunktion. (Mitten) Kritisk dämpning, då svängningen försvinner på kortast möjliga tid. Beroende på begynnelsevillkoren kan eventuellt jämviktsläget passeras, men högst en gång. (Höger) Även vid överkritisk dämpning passeras jämviktsläget högst en gång. Dock är tiden till jämviktsläget alltid längre än vid den kritiska dämpningen.

2.2.3 Tröghetsmoment och tröghetsprodukter

På samma sätt som en translationsrörelse för en kropp har en tröghet för acceleration, har en kropp även en tröghet för vinkelacceleration. För translation är trögheten kroppens massa (Newton, ekvation (3)) medan trögheten för rotation är mer komplicerad. Tröghetsmomentet för en tunn kropp i xy -planet beräknas genom integrering av kvadraten på masselementets vinkelräta avstånd till rotationsaxeln med avseende på massan (Ekvation 4). Momentet som krävs för en specifik vinkelacceleration produkten av tröghetsmomentet och vinkelaccelerationen (Euler, ekvation (3)). (Nyberg 2003; Nyberg, 2006).

$$\text{Newton: } F = m \cdot a \quad (3)$$

$$\text{Euler: } M = I \cdot \ddot{\omega}$$

$$I_{zz} = \int (x^2 + y^2) dm \quad (4)$$

Tröghetsmomentet som ges av ekvation (4) ger det moment som krävs för att åstadkomma en viss vinkelacceleration av kroppen. Vad ekvationen däremot inte ger är de krafter som uppkommer om en roterande kropp är obalanserad. Ett fäste till en obalanserad kropp kommer vid rotation med en vinkelhastighet eller vid en vinkelacceleration att påverkas av ett moment vars axel är vinkelrät mot rotationsaxeln z . Längs y -axeln, för obalanserade krafter i xz -planet, ges tröghetsprodukten enligt ekvation (5), medan den för x -axeln (obalanserade krafter i yz -planet) visas i ekvation (6). Om tröghetsprodukten I_{yz} uppkommer av obalans vid konstant vinkelhastighet och ger ett moment runt x -axeln kommer tröghetsprodukten I_{xz} att ge ett moment runt y -axeln p.g.a. obalans från de till rotationsrörelsen tangentiella krafter vid vinkelacceleration runt z -axeln. (Nyberg, 2006).

$$I_{xz} = \int xz dm \quad (5)$$

$$I_{yz} = \int yz dm \quad (6)$$

2.3 PROGRAMVARA FÖR DYNAMISK SIMULERING

Dynamisk simulering kan göras mycket komplicerad men kan förenklat förklaras enligt följande. Kropparnas läge och kopplingspunkter definieras. Med kropparna rätt placerade förs deras massa, tröghet och styvhet in i modellen. De rörelser och krafter som sedan gäller för en given uppställning och ett givet begynnelsevillkor beräknas med differentialekvationer. För att styra villkoren för kopplingspunkterna mellan kropparna kan rörligheten begränsas med lösningar eller villkoras med till exempel fjädrar och dämpare.

En programvara som används för dynamisk simulering är *Adams*. Fördelen med programmet, jämfört med att ställa upp en analytisk eller numerisk beräkning i exempelvis *MATLAB* eller *Simulink*, är att man här arbetar med ett grafiskt gränssnitt och CAD-modeller. Detta innebär att programmet kan ta hand om all databearbetning när det gäller tröghetsmoment, tröghetsprodukter, massor och rörelseekvationer. Användaren kan i större utsträckning koncentrera sig på gränssnittet mellan de komponenter som används för att där bestämma vilka relationer som ska gälla. För att på enklaste sätt skapa komponenter till modellen används med fördel en CAD-programvara där delar modelleras för att sedan implementeras i *Adams*. Dynamiksimulering i *Adams* tar i första hand inte hänsyn till kropparnas styvhet utan antar kropparna som helt stela. I kombination med FEM-program (finita elementmetoden) kan *Adams* även ta hänsyn till kroppars styvhet.

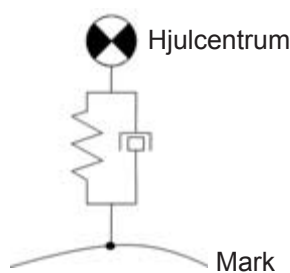
Detta arbete har utförts i den del av *Adams* som heter *Adams/View*. *Adams/View* är den grundläggande formen av pre-processor som finns i *Adams*. Då modellen skapats i *Adams/View* körs simulering och beräkningar av *Adams/Solver*. När simulering och beräkning är färdigt kan resultatet presenteras som grafer i *Adams/PostProcessor*.

2.4 ANALYTISKA BERÄKNINGSMODELLER FÖR DÄCKBETEENDE

För att simulera däckens beteende relativt marken används i grunden ett fjäderdämparsystem. En modell av ett däck som rullar på ett varierande hårt underlag är komplicerad. Ett antal analytiska beräkningsmodeller beskrivs nedan. Dessa är förenklade genom att marken inte är deformierbar, skjuvspänningar är försummade, svängning och bromsning utelämnas samt att däckets massa antas som försumbar i sammanhanget. (Löfgren, 1992).

2.4.1 Punktkontaktmodell

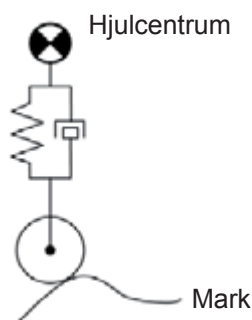
Punktkontaktmodellen (*Figur 5*) innebär att en fjäder och en dämpare verkar rakt ned från hjulcentrum knutna till en punkt på underlaget. Fjäderstyvheten motsvarar däckets och den trycksatta luftens elasticitet medan dämpningskonstanten motsvarar de inre förlustarna i gummi och luft. Kraften antas endast deformera hjulet i en punkt med en kraft som endast verkar i vertikalled. En horisontell kraft ansätts utifrån markens lutning i punktkontakten. (Löfgren, 1992).



Figur 5.
Punktkontaktsmodell där en fjäder och en dämpare mellan hjulcentrum och mark modellerar däcket.

2.4.2 Stelbandsmodell

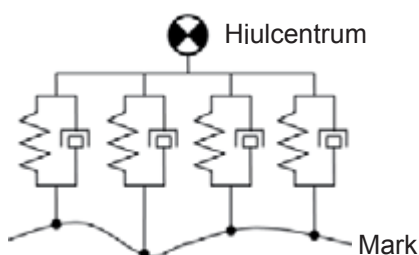
Stelbandsmodellen (Figur 6) är till dämpning och fjädring densamma som punkt- kontaktsmodellen. Skillnaden mellan modellerna ligger i utformningen av kontaktpunkten mot marken. Stelbandsmodellen använder en punktkontakt men med den förändringen att en hård cirkel med samma radie som hjulet sitter i änden av fjäder- dämparpaketet. Cirkeln tangerar sedan marken på *ett* ställe, vilket ger angreppsvinkel för den från marken verkande kontaktkraften. Markkontakten behöver alltså i detta fall inte finnas rakt under hjulets centrum. (Löfgren, 1997; Badalamenti, 1988).



Figur 6.
Stelbandsmodellen där ett stelt hjul med en godtycklig radie innebär att markkontakten inte behöver ligga direkt under hjulets centrum.

2.4.3 Konstant kontaktlängdsmodell

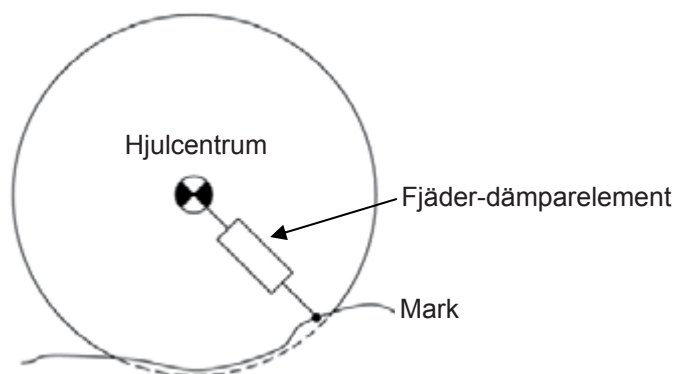
För att ta hänsyn till att markkontakten har en längd kan konstanta kontaktlängdsmodellen (Figur 7) användas. Modellen består av ett antal fjäder-dämparpaket vertikalt monterade med jämna avstånd. Varje fjäder-dämparpaket anses ha kontakt med marken, vars läge och lutning beräknas på en medelhöjd och medellutning av markelementet under fjäder-dämparpaketet. För de element där kraften verkar dragande mot marken sätts kraften till noll för att inte få en effekt av att däcket sitter fast i marken. (Löfgren, 1992).



Figur 7.
Konstanta kontaktlängdsmodellen, här uppdelad i fyra element.

2.4.4 Varierande kontaktlängdsmodell

Modellen som kallas varierande kontaktlängdsmodell (*Figur 8*) består av ett antal fjäder-dämparpaket som jämnt fördelade går radiellt från hjulcentrum mot marken. Kontaktytan motsvaras av de element som komprimeras i kontakten med marken i elementens angreppspunkter. Denna modell tar hänsyn till att däcket är runt och ger kontaktpunkter längs en cirkel som anpassar sig efter markytans profil. Således ges en bra funktion för både vertikal och horisontell kraft i varje punkt, samt krafternas angreppspunkt relativt hjulcentrum. (Löfgren, 1992).



Figur 8.

Varierande kontaktlängdsmodellen med ett element inritat. Elementet består liksom i de tidigare modellerna av en fjäder och dämpare, visat som en rektangel i figuren. Ett större antal element går från hjulcentrum till marken fördelade på jämna vinkelintervall.

2.4.5 Varierande kontaktlängdsmodell med interradiella fjädrar

För att komma till rätta med den varierande kontaktlängdsmodellens problem att däckelementen inte sitter ihop finns ytterligare en modell där interradiella fjädrar implementerats. De interradiella fjädrarna sätter en styvhet mellan punkterna både tangentiell och radiellt. Vid tester och jämförelse med uppmätta resultat visade det sig att en kvadratisk-linjär fjädermodell, d.v.s. kvadratisk proportionella radiella fjäderelement med linjära interradiella fjädrar, gav bäst resultat. (Badalamenti, 1988; Davis, 1974),

2.4.6 Bedömning av analytiska beräkningsmodeller

Punktkontaktmodellen, som är den enklaste av de fyra ovan nämnda modellerna, försummar helt hjulets form och storlek samt att däcket har en kontaktyta mot marken och inte en punkt som modellen anger. Det leder till en dålig approximation av ett däckets beteende. Högre frekvenser för markens ojämnheter (10–100 Hz) och momentant branta lutningar på marken ger stora utslag och därmed upp till tio gånger så stora krafter jämfört med den varierande kontaktlängdsmodellen. Vid försök med punktkontakt för ett sexhjuligt terrängfordon saknades markkontakt under 60 % av tiden. (Captain, 1979).

Stelbandsmodellen tar hänsyn till formen och storleken av hjulet, men kontakt sker fortfarande i en punkt och inte över en yta. Vid höga frekvenser märks även här problemen tydligt, även om det är en viss förbättring relativt den rena punktkontaktmodellen. I frekvensområdet 0,1 – 10 Hz ger modellen relativt bra resultat i jämförelse med den varierande kontaktlängdsmodellen. En över-skattning av krafter upp till 50 % föreligger. (Captain (1979)).

Ett deformerbart däck med en kontaktyta simuleras bättre i modellen med konstant kontaktlängd. Modellen försummar dock däckets runda form, vilket har stor betydelse. För frekvenser över 10 Hz ger detta en underskattning av krafter med upp till 50 %. För frekvenser under dessa ger denna modell krafter ungefär 35 % över krafter från den varierande kontaktlängdsmodellen. (Captain, 1979).

Variationer i kontaktlängdsmodellen visar sig bäst approximeras av däckets beteende. Hänsyn tas till både form och storlek samt att däckets verkan över en kontaktyta mot marken. Av de nackdelar som den sista modellen fortfarande har är den främsta att däckets inte har någon styvhet, vilket innebär att två intilliggande punkter på däckets inte sitter ihop. Det innebär att däckets snarare beter sig som lättflytande kompressibelt medium snarare än ett relativt stelt gummidäck. Lösningen blir att införa interradiella fjädrar i både radiell och tangentiell led, samt att använda sig av icke linjära radiella fjädrar. (Löfgren, 1992; Badalamenti, 1988; Davis, 1974).

Vid användning av FEM-modeller har det visat sig viktigt att ta hänsyn till däckets uppbyggnad över hela volymen. Däckets bör inte ansättas som homogent över tvärsnittet när det gäller elasticitetsmodulen. Det innebär att de interradiella fjädrarna i tangentiell och radiell riktning troligtvis inte ska vara lika över hela däckets tvärsnitt. (Nakashima, 1993).

2.5 DÄCKSIMULERINGSMODELLER I MD ADAMS

I *Adams* ingår ett antal däcksimuleringsmodeller. Information om hur däcksimuleringsmodellerna fungerar, vilka teorier de baserar sig på samt hur de används har till största del hämtats från hjälp- och informationsarkivet i *Adams*. I denna dokumentation rekommenderas inte däckmodeller med någon form av punktkontakt om våglängden på ett hinder understiger hjulradien. Med tanke på testbanans stora och branta hinder bör man undvika punktkontaktmodeller. Nedan redovisas de däcksimuleringsmodeller som analyserats i *Adams*.

2.5.1 Fiala

Fialamodellen är enklast att använda av de undersökta däcksimuleringsmodellerna. Den är även enklast med avseende på hur den är uppbyggd. Antaganden som gäller är att kontaktpunkten mellan däck och mark är rektangulär, markkontaktkraften är jämt fördelad, ingen cambervinkel gäller samt att ingen tröghet gäller vid omvandling av hjulets moment till lateralkraft. Modellen bygger på en geometriskt avancerad punktkontaktmodell liknande den konstanta kontaktlängdsmodellen. På samma sätt som i den analytiska modellen beräknas här den longitudinella och laterala kraften på däckets utifrån vertikalkraften på marken och markens lutning. (MD Adams R3).

De inställningar som kan göras för denna däcksimuleringsmodell är relativt få. Specifika fjäder- och dämpningsfaktorer är konstanta oavsett deformation. Man kan även mata in däckdeformationer som funktion av last med kvadratisk interpolering av en fjäderkonstant. Koefficienter för glidning i markplanet samt friktionskoefficienter för både statisk och dynamisk friktion samt en konstant för rullmotstånd kan anges. Däckets yttre tvärsnittsprofil kan anges, vilket ger simuleringsmodellen underlag för att beräkna kontaktgränssnittets volym. (MD Adams R3).

2.5.2 521-Tire

Modellen 521-Tire liknar Fialamodellen men inkluderar dessutom en rad andra beräkningar och inställningar. Modellen kan använda två olika metoder för behandling av kontakten mellan däck och underlag, antingen en punktkontaktsmodell eller en modell som beräknar ett ekvivalent plan utifrån markprofilen som skär däckets grundform. 521-Tire tar även hänsyn till den elasticitet i däcket som leder till trögheter i överförandet av kraft från mark till hjulaxel. En mer avancerad modell än Fialamodellens för beräkning av slip används. Friktionskoefficienterna för kontakten mellan däck och mark interpoleras till en olinjär modell för friktionskoefficienten vid olika hastigheter och olika grader av slip. (MD Adams R3).

De inställningar som kan göras utöver de som inställningar som finns för Fialamodellen är bland annat den hastighet som gäller för respektive friktionskoefficient, däckets styvhet i två riktningar, exponent för vertikal fjäderkonstant samt ett antal koefficienter som behandlar olika typer av slip. Det ekvivalenta planets storlek under hjulet avgörs av hur stor vinkel runt punkten rakt under hjulcentrum som ska användas för beräkning samt hur många steg denna vinkel ska delas upp i. (MD Adams R3).

2.5.3 UA-Tire

UA-Tire skapades 1988 vid *University of Arizona*. Modellen baserar sig på en punktkontakt liknande den i Fialamodellen. Till skillnad från Fialamodellen tar denna modell hänsyn till trögheten vid transformation av kraft från mark till hjulcentrum, camberstyvhet samt till eventuella skillnader i däckets beteende vid låga hastigheter. De inställningar som kan göras liknar Fialamodellen på alla punkter med den skillnaden att indata för de extra funktionerna krävs. (MD Adams R3).

2.5.4 PAC2002

År 2002 utvecklade *MSC Software* en ny däcksimuleringsmodell grundad på *Pacejka*s formler för däckdynamik. Modellens kontakt med marken baserar sig på en punktkontakt. För att ge mer realism åt det dynamiska beteendet ansätts en massa för den del av däcket som är i kontakt med marken. PAC2002 kan även ta hänsyn till däckets uppbyggnad med gummi och armerande cord och de effekter denna ger på dynamiken. Olika typer och riktningar för slip och däckstyvheter används för att på bästa sätt ge realism till simuleringarna. Däcksimuleringsmodellen har visat sig fungera väl för bildäck, lastbilsdäck och flygplansdäck och är mestadels avsedd för simuleringar av kontaktvillkor som väggrepp vid ABS-bromsning och kurvtagning. (MD Adams R3).

Det finns många variabler att ta hänsyn till i PAC2002. Att antalet variabler är så stort beror på att modellen i första hand är tänkt att användas för däck man utfört tester på i samband med utvecklingen av MBS-modellen. I och med alla de ekvationer som *Pacejka*s däckberäkningar innebär för att ta hänsyn till alla variabler, blir simuleringarna tunga att köra med denna simuleringsmodell i jämförelse med de tidigare modellerna som beskrivits. (MD Adams R3).

2.5.5 F-Tire

F-Tire beskrivs som en icke linjär vibrationsmodell där däckets representeras av en tunn ring bestående av ett flertal masselement. Elementen har icke linjära styvheter och dämpnings- egenskaper i radial, tangential och lateral led. Med denna uppbyggnad blir noggrannheten god för krafter i såväl longitudinell som lateral riktning. Kärnan i F-Tire är dess implicita integrationsalgoritm (*BDF*) som beräknar däckets deformation p.g.a. ojämnheter i marken och däckets fysiska egenskaper. Till skillnad från tidigare nämnda modeller tar denna modell alltså hänsyn till däckets form (tredimensionell, 3D) och att elementen i däckets sitter ihop med varandra och inte bara med navet. (MD Adams R3, Cosine Scientific Software 2009).

Det är många variabler som ska definieras i *F-Tire*. De variabler som kommer till i jämförelse med de andra däcksimuleringsmodellerna är bland annat frekvens och dämpningsmodulerna för de fyra första moderna och rullomkretsens ökning vid höga hastigheter. De många variabler som finns möjliggör hänsyn till både temperaturberoende material och däckförslitningens påverkan. (MD Adams R3, Cosine Scientific Software, 2009).

2.6 MÄTUTRUSTNING

En mätutrustning avser att ge mätdata för ett specifikt ändamål. Sensorernas uppdaterings- frekvens varierar men går ofta upp till 25 000 Hz. Nedan förklaras de sensorer som varit aktuella för insamling av mätdata vid testkörning.

För att mäta accelerationen för en punkt, antingen i en eller i flera riktningar, kan en accelerometer användas. De finns ett flertal typer av accelerometrar. En del mäter innehållets rörelse i förhållande till sitt hölje medan andra mäter innehållets töjning. Det existerar även accelerometrar som mäter vinkelhastighet runt en axel. (Jönsson, 2009).

Ett sätt att mäta lägesrelationer är att använda olika typer av vinkelgivare, exempelvis vridpotentiometrar. Vinkelgivare mäter en vinkel men kan även användas till att mäta sträcka. Sträckan mäts genom att en tråd rullas ut eller upp på en rulle, vars rotation avläses av en vinkelgivare. (Runnsjö, 2003).

2.7 BEFINTLIG SIMULERINGSMODELL

Den simuleringsmodell som fanns är baserad på en Valmet 860 och kommer från ett examensarbete gjort vid Luleå tekniska universitet. Modellen är till vissa delar skapad utifrån befintligt konstruktionsunderlag. Framram, hytt och motorhuv är väldigt detaljerade medan resten av skotaren är enklare modellerat. Massorna för delsystemen är modifierade genom att delsystemens densitet ändrats tills den önskade massan uppnåts. När *Adams* räknar ut tröghetsmoment och tröghetsprodukter för en del som modellerats exakt som i verkligheten blir resultaten korrekta och därmed lämpliga för simulering. De delsystem vars konstruktion inte överensstämmer med den verkliga konstruktionen kan däremot bli sämre modellerade i och med att massfördelningen över geometrin med stor sannolikhet inte är korrekt även om totala massan stämmer. Detta är fallet för de delar som inte räknats upp ovan i detta stycke.

Simuleringsmodellen använder sig av Fialamodellen och banan är modellerad för ett helt plant underlag. En vidareutveckling av modellen, utförd som ett examensarbete för *Skogforsk*, innehåller en aktiv dämpning för boggiaxlarna.

Dämpningen styrs utifrån ett reglersystem skapat i *Simulink*. Beteendet för denna modell utan den aktiva dämpningen aktiverad stämmer inte överens med mätningar från testkörningar som utfördes i samband med examensarbetet. (Baes, 2008).

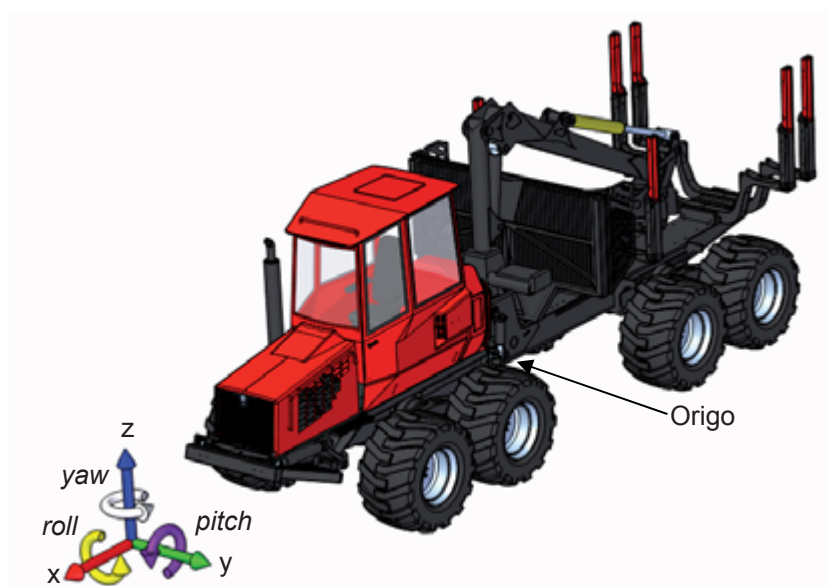
3 Insamling av referensdata

I avsnittet som följer beskrivs vilken metod och vilka hjälpmedel som använts för att få fram de data som använts som referens till Adamsmodellen.

3.1 KOORDINATSYSTEM

I *Figur 9* nedan redovisas det globala koordinatsystem som har använts. De tre translationsaxlarna som använts i rapporten är x (röd), y (grön) och z (blå) medan rotationer runt axlarna anges som *roll* (gul), *pitch* (lila) respektive *yaw* (vit). Koordinatsystemets origo ligger i korsningen mellan fordonets (ledramens) vrid- och rollaxel som befinner sig mellan framvagnen och bakvagnen (ledramen). Koordinatsystemets origo visas tydligare senare.

Samtliga storheter kommer att anges utifrån det globala koordinatsystemet. För de lokala koordinatsystem som använts har de lokala systemen i grundlägget axlar parallella med det globala systemets axlar.



Figur 9.

Det globala koordinatsystemets tre axlar och sex frihetsgrader i förhållande till skotarens körriktning. Koordinatsystemets origo ligger i korsningen mellan fordonets vrid- och rollaxel. Samtliga lokala koordinatsystem ansåts parallella med det globala i utgångspunkten.

3.2 Testkörning

Nedan listas data som mätts vid tester med en skotare Valmet 860 följt av en beskrivning av de mätmetoder som använts. Mätningarna har gjorts med däcktrycken 5, 3, 1 och 0,5 bar.

- Massan samt tyngdpunktens position för hela skotaren.
- Samtliga boggivinklar i förhållande till ramen.
- Yaw-, roll- och pitchhastigheter för framvagn.

- Rollhastighet för bakvagn.
- Accelerationer i tre riktningar mellan bakre boggier samt mellan främre boggier.
- Testbanans geometri.

3.2.1 Massa och tyngdpunkt

Skotarens massa och tyngdpunkt har tagits fram genom två olika mätningar. För att få den totala massan har skotaren vägts på åtta vågar, en för varje hjul, på plant underlag. Utifrån dessa data har tyngdpunktens avstånd i horisontalplanet beräknats till avståndet $l_{faxel-tp}$ bakom främre boggiaxeln (Ekvation 7). För att sedan få tyngdpunktens höjd över marken har skotaren vägts med framvagnen i en position högre än bakvagnen. Viktfördelningen vid lutningen α ger sedan tyngdpunktens vertikala position enligt Ekvation (7).

$$l_{faxel-tp} = \frac{m_{bakaxel, horisontell} \cdot g \cdot l_{faxel-baxel}}{m_{tot} \cdot g} \quad (7)$$

$$z_{tp} = \frac{m_{bakaxel, lutad} \cdot g \cdot l_{faxel-baxel} - m_{tot} \cdot g \cdot \cos(\alpha) \cdot l_{faxel-tp}}{m_{tot} \cdot g \cdot \sin(\alpha)}$$

3.2.2 Mätmetoder

För mätning av accelerationer längs x, y och z -axlarna har piezoresistiva accelerometrar använts. Accelerometrarna mäter den kraft ett föremål utsätts för p.g.a. accelerationer och tyngdkraft. På samma ställe som translationsaccelerationerna har mätts har även vinkelhastigheter mätts. På framvagnen har vinkelhastigheten runt samtliga axlar mätts medan endast vinkelhastigheten runt x (roll) har mätts för bakvagnen. Placeringarna av accelerometrarna visas i *Figur 10*.





Figur 10.

Till vänster syns positionen för mätningen av rörelsen för framvagnen vid A. I längdled sitter den sexaxliga accelerometern mitt emellan hjulen, vid centrum av boggiaxeln. Till höger visas positionen för mätningen av bakvagnens rörelse. En treaxlig accelerometer och en vinkelhastighetsgivare för roll placerades vid B. Positionen sitter centrerad i sidled.

Vid mätning av boggiarmarnas vinklar i förhållande till ramen har vinkelgivare monterats mot boggiarmens rotationscentrum. Vinkelgivaren är fäst på en arm svetsad vid ramen. Vinkelgivarens axel är sedan fäst via en flexibel koppling till en tapp fastskruvad på boggiaxeln. Arrangemanget för mätning av bakboggin visas i *Figur 11*. Mätning av framboggin har skett på samma sätt men med annan infästning mot ramen.



Vinkelgivare

Figur 11.

Mätställning för mätning av boggivinkel på bakramen. Vinkelgivaren längst ned på ställning fästs mot en axel som sitter centrerad mot boggiaxeln.

3.2.3 Testmiljö

Testerna för insamling av referensdata har gjorts på en 28 meter lång bana med grus som underlag och med ett antal utplacerade metallhinder enligt koordinater och figur som ges i *Bilaga 1 Testbana*. Hindren är grupperade i två rader, ett för varje sida av skotaren. Hindren i varje spår är likformiga över hjulets bredd. För att få en korrekt bild av banan har markens höjd för var sida av varje hinder mätts relativt en referenspunkt. Utifrån detta har lutningen i sidled för varje

hinder och för marken mellan hindren beräknas. Marken mellan hindren anses vara en kontinuerlig yta mellan de fyra punkter som markerar hörnen av varje spårsektor. Hindrens lutning i banans längdled är satta till noll.

3.2.4 Riskanalys för mätning av referensdata

I riskanalysen betraktas eventuella felkällor till resultaten:

- Felaktigt monterade sensorer.
- Glapp i kontakter med uteblivet resultat som följd.
- Olika lufttryck i däcken.
- Mycket varierande eller felmätt horisontell hastighet.
- Mätfel för banans geometri i förhållande till referenspunkt.
- Felaktig kalibrering av givare.

Efter att testkörningarna hade genomförts kontrollerades listan varvid den fjärde och den sjätte punkten ansågs vara aktuella. Mätningen av den horisontella hastigheten gick inte att genomföra p.g.a. att den givare som skulle användas gick sönder när mätningen skulle genomföras. På grund av begränsad tid var det inte möjligt ersätta givaren och göra om mätningen. Kalibrering av givarna som mätte vinkelhastigheter gick inte att genomföra före mätningarna, utan planen var att kalibrera givarna efteråt. Vinkelhastighetsgivarna som mätte vinkelhastigheterna för framvagnen gick dock sönder under testerna, och därmed blev en kalibrering omöjlig att genomföra. På grund av olika omständigheter var kalibrering omöjlig att genomföra även för bakvagnens rollhastighetsmätare.

3.3 ANALYSMETOD FÖR MÄTDATA

För att säkerställa goda jämförelsemöjligheter mellan verklighet och modell har mätdata från både testkörning och simulering behandlats på samma sätt. Detta har gjorts i *MATLAB*. Nedan visas de grundläggande metoder som använts.

3.3.1 Lågpasfiltrering

Mätdata som har samlats in från testkörningar analyseras i *MATLAB*. Då samplings- frekvensen som användes var 2 000 Hz har först ett lågpasfilter använts för att eliminera alla frekvenser över 10 Hz¹. Frekvenser över 10 Hz ses som irrelevanta då det utefter mätdata konstaterats att de huvudsakliga frekvenserna befinner sig långt under 10 Hz. Lågpasfiltret som använts är av typen *Butterworth*, vilket finns som programfunktion i *MATLAB*. Nedan visas programkoden för butterworthfiltret vid filtrering med lågpasfilter på 10 Hz för filtrering av vektorn F_{AX} . De två funktioner som tillsammans ger filtret är *butter* och *filtfilt*.

```
f=2000;
fNorm = 10 / (f/2);
[b,a] = butter(5, fNorm, 'low');
fF_AX= filtfilt(b, a, F_AX);
```

¹ Fourieranalys av mätvärden från testkörning visar att frekvenser över 10 Hz inte existerar till den grad att det ger relevans för arbetet.

3.3.2 Frekvensanalys

De mätvärden som har samlats in har byggts upp av olika svängningar med olika frekvenser och amplituder. För att visa en medelacceleration som funktion av frekvens istället för som funktion av tiden används en fouriertransformation. Denna ger sedan amplitudnivåerna som funktion av frekvenser upp till halva samplingsfrekvensen. Nedan visas fouriertransformation med MATLAB:s funktion *fft* (fast fourier transformation) för amplitudvektorn *In*. Samplingsfrekvensen står här som variabel *F_s*.

```
hamming=0.1; %Low hamming in Hz
L=size(In,1);
NFFT = 2^nextpow2(L);
hamwin=(2*hamming)/Fs;
HAM=tukeywin(NFFT,hamwin);
Y = (fft(In,NFFT))/L;
Y=HAM.*Y;
X_out = (Fs/2)*linspace(0,1,NFFT/2+1);
Y_out =2*abs(Y(1:0,5*NFFT+1));
```

Ett Hammingfilter läggs sedan på för att ta bort de lägsta frekvenserna som kommer av att början och slutet på mätserien inte har samma nivå. I *Figur 12* visas en fourieranalys för en godtycklig mätdata serie. Hammingfiltret, som är den turkosa grafen i figuren, multipliceras med frekvensvärdena för att successivt sänka nivån vid låga frekvenser. Den blå grafen visar frekvensvärden utan Hammingfilter medan den röda grafen visar filtrerade frekvensvärden.



Figur 12.
Hammingfönster (Hammingkoefficient), Hammat respektive ohammat frekvensspektra. Hammingfönstret tar bort frekvenser som beror på att mätserien fourieranalysen görs från inte slutar på samma värde som den börjar.

För att verifiera att Hammingfiltret inte förändrar mätresultaten görs en inverterad fouriertransformation som återskapar mätserien. Jämförs sedan mätserien som skapats genom invertering av fourierserien med den ursprungliga mätdata serien ser man om vissa svängningar har försvunnit. Nedan visas metoden för invertering, som ger tal med en imaginär och en reell del. För att inkludera imaginärdelen i resultatet dras roten ur produkten som bildas genom multiplikation med konjugatet. För att sedan få rätt tecken på svängningen (då roten ur produkten som bildas genom multiplikation med konjugatet alltid är positiv) multipliceras talet med realdelens tecken.

```
Out= (L)*ifft(Y);
Out= Out(1:L);
tecken=sign(real(Out));
Out= tecken.*sqrt(Out.*conj(Out));
```

4 Utveckling av simuleringsmodell

Nedanstående avsnitt beskriver i fyra delar utvecklingen av simuleringsmodellen, från kontroll och uppdatering av delar till verifiering av simuleringsresultatet gentemot referensdata.

4.1 CAD-MODELL

Den CAD-modell som sedan tidigare använts för att skapa den befintliga modellen i *Adams* är endast till vissa delar gjorda utifrån ett korrekt konstruktionsunderlag från Komatsu Forest. Från Komatsu Forest finns sedan tidigare underlag för följande delar:

- Framram.
- Tom hytt.
- Pumpinstallation under hytt.
- Motorhuv.

Av sekretesskäl har Komatsu Forest inte bidragit med mer ritningsunderlag utan hänvisar till manuell mätning av delar samt mätning på 2D-ritningar. För att erbjuda möjlighet till rätt bild av det dynamiskt beteende har Komatsu Forest tagit fram massa, tyngdpunktspacering, tröghetsmoment och tröghetsprodukter för de delsystem där konstruktionsunderlag inte tillhandahållits.

4.1.1 Mätning och modellering av delar

Simuleringsmodellen ska så långt som möjligt likna en verklig Valmet 860. Därför har de delar som inte erhållits från Komatsu Forest modellerats för att likna de verkliga delarna. Störst vikt har lagts vid att sätta fästpunkterna för respektive delar på rätt plats för att förenkla modellering i *Adams*. Formen på delarna spelar en underordnad roll då de fysiska egenskaperna är beräknade utifrån andra modeller (se 4.1.3). Konstruktionsunderlag från Komatsu Forest har förenklats utan att utseendet har påverkats.

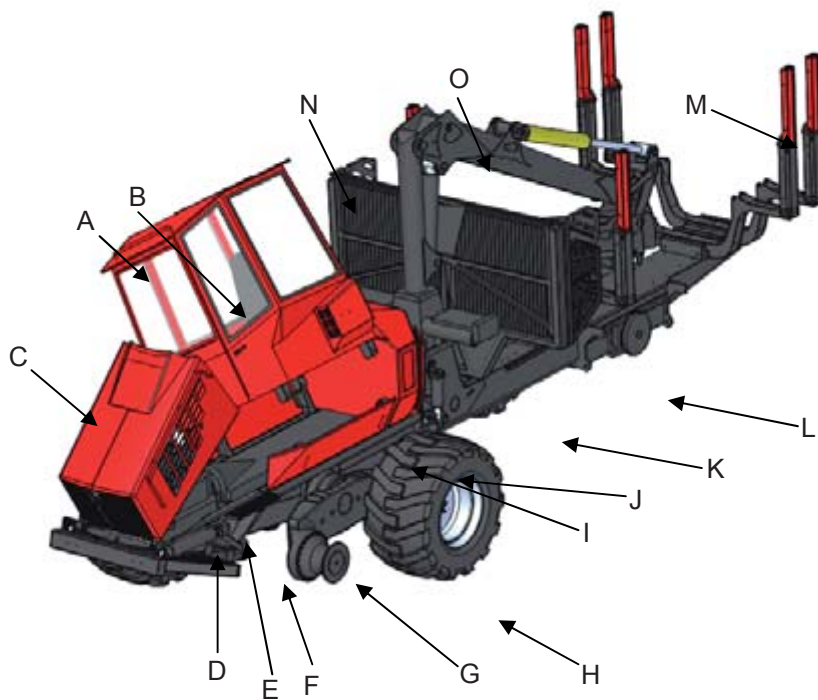
4.1.2 Gruppering och assemblering

I syfte att förenkla den riktiga konstruktionen har ett antal förenklade delsystem satts samman och modellerats. Delsystemen har sedan sammanställts till en helfordonsmodell i *Solid Edge*, där mått och lägesrelationer kan läsas av för att underlätta den senare modelleringen i *Adams*. För att förenkla överföringen av modellen till *Adams* har ett fåtal större delsystem utformats utifrån de leder och frihetsgrader som modellen har. Nedan förklaras modellens utformning och konvertering från *Solid Edge* till *Adams*.

4.1.2.1 Delsystem

I *Figur 13* nedan namnges de delsystem som modellerats i *Solid Edge*. Storleken på delsystemen har valts utefter vad som kan antas vara intressant att ändra på för att testa olika konfigurationer. Som exempel kan sägas att bankarna är separerade från bakkramen då deras positioner kan varieras.

- A. Hytt
- B. Stol och förare
- C. Motorhuv
- D. Motor (grovt förenklad)
- E. Pumpinstallation (grovt förenklad)
- F. Framram
- G. Boggiarm
- H. Hjul (Nokian 710/45 26,5)
- I. Hydraultank
- J. Ledram (se även *Figur 14*)
- K. Bakram
- L. Boggiaxel
- M. Banke
- N. Grind
- O. Kran



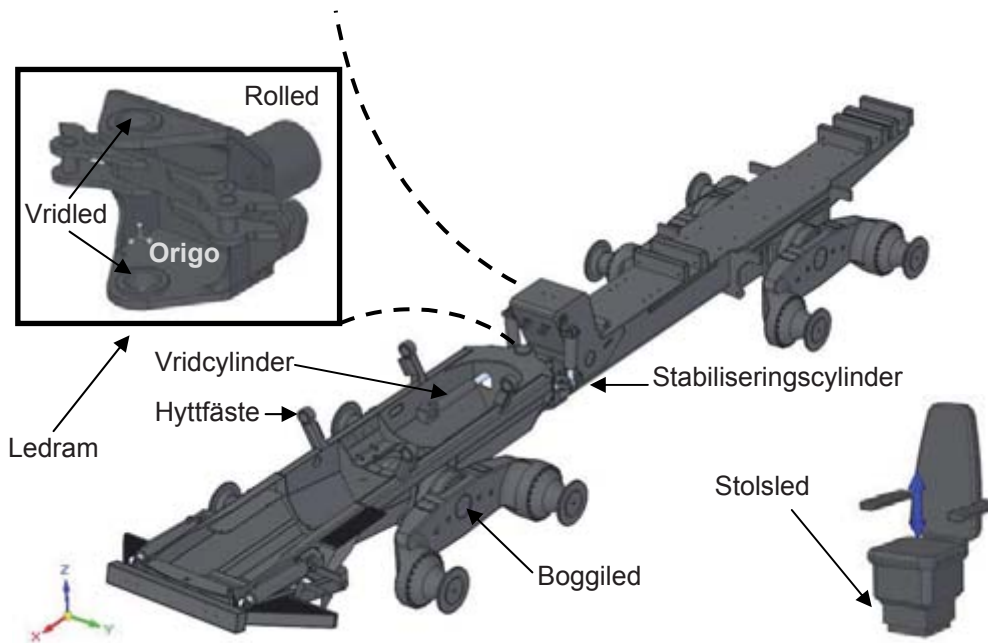
Figur 13.

Figuren visar de delsystemen skotaren är modellerad av (A-O). Bakre vänstra boggin är dold i denna bild, liksom främre vänstra hjulet. Föraren som är med i simuleringsmodellen syns heller inte i figuren.

4.1.2.2 Leder

Sammanställning av modellens delsystem till större delsystem för export till *Adams* kräver kännedom om samtliga fria leder i skotaren. I *Figur 14* nedan visas skotarens ram med införda leder. Ledramen (vridmidjan) som förbinder framvagn och bakvagn med varandra är förstordad i figurens övre vänstra hörn. Stolen som sitter i hytten är infälld nere till höger.

Boggileden roterar fritt runt y -axeln och är fäst mot centrum av boggiaxeln (se *Figur 14*). Ledramen roterar fritt runt z -axeln i fästet till framramen medan den i andra änden roterar fritt runt x -axeln relativt bakramen. Hytten är fäst i framramen i fyra fästpunkter. Hyttens fästpunkter består av gummibussningar som lämnar x -axeln fri för rotation. De har fjäder- och dämpkonstanter för translation längs samtliga tre axlar. Rotationsmotståndet runt y - och z -axeln för hyttbussningarna är inte specificerat i datablad (mer om modellering av bussningar i avsnitt 4.2 nedan). I hytten är stolen rörlig med fjädring och dämpning i z -led. Systemets och Adamsmodellens origo är markerat i ledramen. Origo befinner sig där rolledens och vridledens rotationsaxlar korsar varandra.



Figur 14.

Avskalad bild av skotaren med markerade leder och fästen som är rörliga i Adamsmodellen. Vridcylindrar och stabiliseringscylindrar som förbinder ramarna med ledramen är markerade i figuren. Infällt nere till höger är stolen med sin enda frihetsgrad relativt hyttgolvet. Stolen är fäst i hyttgolvet med fjädring och dämpning i z -led.

4.1.2.3 Delsystem till Adams

Delsystemen som sammansatts för att exporteras till *Adams* är följande:

- Hytt.
- Stol och förare.
- Boggiarm.
- Framvagn (framram, motor, pumpinstallation, hydraultank, boggiaxel).
- Ledram.
- Bakvagn (bakram, grind, tre bankar, kran, boggiaxel).
- Hjul (hjul från CAD används endast för estetiska ändamål).

Sammansättningen baserar sig på de frihetsgrader (leder) som redovisats i ovanstående avsnitt. Hydraulcylindrar, som kommer att vara rörliga i modellen, (se hydraulcylindrar i *Figur 13*) går inte att sätta i sammansatta delsystem eftersom varje del av cylindern är rörlig.

4.1.3 Ansättning och kontroll av fysiska egenskaper

De fysiska egenskaper som behövs för att få en korrekt dynamisk simulering är, utöver riktiga lägesrelationer mellan olika delsystem, rätt massa, tyngdpunktsplacering, tröghetsmoment och tröghetsprodukter. Dessa värden har lagts till de förenklade modeller som skapats. Eftersom de CAD-modeller som är konstruktionsunderlag för skotaren inte visar sig ange rätt massa jämfört med de riktiga delarna blir tröghetsmomenten och tröghetsprodukterna felaktiga. Lösningen på detta problem har varit att öka trögheterna och massan för CAD-modellen. Massan har ökats till rätt massa och trögheterna har ökats procentuellt sett lika mycket.

4.1.3.1 Modifiering av massa

Massan har korrigerats utifrån de data som är uppmätta vid Komatsu Forest tillverkningsavdelning. Delsystemen har vägts utan oljor, bränsle, kylmedel, diverse hydraulslangar, hydraultank med mera. Addering av vikt för allt detta har baserats på uppskattningar från Komatsu Forest och egna antaganden (se *Bilaga 1* för mer detaljer om antaganden som gjorts). Kvarstående vikt, cirka 500 kg av totalvikten, har adderats genom en procentuell ökning av densiteten för varje delsystem.

4.1.3.2 Massfördelning och tyngdpunkt

För att kontrollera att massfördelningen för modellen stämmer överens med verkligheten har den slutliga tyngdpunkten för hela modellen beräknats utifrån de olika delsystemens massor och tyngdpunktsplaceringar enligt *Ekvation 8* nedan, där i står för det valda delsystemet.

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix}_{tp} = \frac{1}{m_{tot}} \begin{bmatrix} \sum m_i x_i \\ \sum m_i y_i \\ \sum m_i z_i \end{bmatrix} \quad [1]$$

4.1.3.3 Sammanställning av fysiska data till Adams

För att sammanställa de mindre delsystem som skapats i *Solid Edge* till de större delsystem som importerats till *Adams* har masscentras positioner och trögheter beräknats i *MATLAB*. Att trögheterna och masscentras positioner inte beräknats i *Solid Edge* vid sammanställningen beror på att de modellerade delsystemens fysikaliska data inte överensstämmer med verkligheten och att fysikaliska data (annat än densitet) inte kan anges för sammanställningar i *Solid Edge*.

För att beräkna koordinaterna för ett sammansatt delsystems masscentrum har *Ekvation 8* använts. Med koordinaterna kända har sedan Steiners sats för tröghetsmoment och tröghetsprodukter, *ekvation (9)*, använts för addering och transponering av delsystemens trögheter till det nya masscentrat. (Nyberg, 2006).

$$\begin{bmatrix} I_{xx} \\ I_{yy} \\ I_{zz} \\ I_{xy} \\ I_{xz} \\ I_{yz} \end{bmatrix}_{tp} = \begin{bmatrix} \sum (I_{xx})_i + \sum m_i \cdot ((y_i - y_{tp})^2 + (z_i - z_{tp})^2) \\ \sum (I_{yy})_i + \sum m_i \cdot ((x_i - x_{tp})^2 + (z_i - z_{tp})^2) \\ \sum (I_{zz})_i + \sum m_i \cdot ((x_i - x_{tp})^2 + (y_i - y_{tp})^2) \\ \sum (I_{xy})_i + \sum m_i \cdot (x_i - x_{tp}) \cdot (y_i - y_{tp}) \\ \sum (I_{xz})_i + \sum m_i \cdot (x_i - x_{tp}) \cdot (z_i - z_{tp}) \\ \sum (I_{yz})_i + \sum m_i \cdot (y_i - y_{tp}) \cdot (z_i - z_{tp}) \end{bmatrix} \quad (9)[2]$$

4.2 SKAPANDE AV ADAMSMODELL

Vid skapandet av modellen i *Adams* har de större delsystem som sammanfogats i *Solid Edge* importerats. Ett första steg vid importeringen av delsystemen har varit att säkerställa att delarnas inbördes positioner relativt varandra stämmer. Genom att parasolidfilerna har skapats från sammanställningen i *Solid Edge* hamnar samtliga delar på rätt position vid importeringen till *Adams*.

4.2.1 Inställning av joints

En av de viktigare effekterna av att delsystemen sitter på rätt plats i *Adams* är att de kopplingar, joints, som behövs lätt ska kunna placeras utifrån modellens geometri. Genom att sätta joints mellan delsystemen ställer man enkelt in hur systemen interagerar samt vilka frihetsgrader som ska vara låsta. Att samtliga joints kommer på rätt plats är av stor vikt eftersom avstånd mellan olika verkande trögheter, krafter och moment spelar avgörande roll vid beräkningen.

Egenskaper för de joints som listas i *Figur 14* förklaras nedan. Egenskaper för samtliga joints som har någon form av friktion, dämpning eller fjädring visas i *Bilaga 2: Joints och bushings*.

- Hytten är fäst i fyra punkter med bussningar som har olika styvhets- och dämpningskonstanter för translation i x , y och z -led. Den information dessa bussningar skapats utifrån anger endast styvhet och inte dämpkonstant. Dämpningskonstanten har därför approximerats till 10 % av styvheten, vilket ger 6–10 % av kritisk dämpning. Lederna är fria att rotera i

rolled men har visst motstånd och dämpning mot rotation runt övriga två axlar.

- Ledramen är i verkligheten fri att rotera runt z -axeln vid fästet i framramen medan den vid fästet i bakramen är fri att rotera runt x -axeln. Det som hindrar att skotaren svänger är de två vridcylindrar som vrider framvagnen relativt ledramen (mer om styrningen i avsnitt 4.2.3).
- Boggilederna är fria att rotera runt y -axeln.
- Hjulen är fria att rotera runt y -axeln utifrån drivningens specifikation (se följande avsnitt om drivning).
- Stolen och föraren är tillsammans fria att translatera i z -led, där de är begränsade av stolsupphängningen som förenklat består av en fjäder och en dämpare.

4.2.1.1 Friktioner

Samtliga rotations- och translationsleder har någon form av friktion. För boggiarmarna, hjulen och rolleden har två koniska rullager med tätningar antagits per led. För vrid- och stabiliseringscylindrarnas fästen antas fettsmord metall mot metall, likaså för vridleden. För translation för hydraulcylindrar antas friktion för välsmort stål mot stål. För stolsleden ökas friktionen då den anses vara byggd utan hänsyn till att minimera friktionen. (Maskinelement Handbok, 2005).

4.2.2 Drivning

För att simulera drivningen med hydraulmotorn har en momentekvation, ekvation (10), beroende av skotarens hastighet och acceleration skapats. Drivningen sker genom att ett moment enligt ekvation (10) driver varje hjul. Syftet att skapa drivningen med moment istället för konstant vinkelhastighet är att efterlikna den verkliga drivningen. Denna tar i verkligheten viss tid på sig att bygga upp ett hydraultryck som ökar det drivande momentet. Genom momentfunktionen i *Ekvation 10* har denna tröghet i drivsystemet approximerats.

4.2.2.1 Momentfunktion

Momentet T kommer vid låga hastigheter att vara maximalt 5 000 Nm. När hastigheten v_x överskrider ett visst bestämt tröskelvärde δv under målhastigheten v_{target} minskar moment för att vid v_{target} vara noll. På samma sätt fortsätter sedan momentet att minska tills hastigheten når δv över v_{target} . Då är momentet åter 5 000 Nm, men nu motriktat och bromsande. För att undvika att hastigheten oscillerar fram och tillbaka p.g.a. snabbt varierande moment har även en dämpning lagts till. Dämpningen består av en kraft som motverkar skotarens acceleration i x -led, a_x . Kraften är med konstanten δv proportionell mot a_x . Ekvation (10) är skriven med de logiska och matematiska kommandon som är tillgängliga att använda i *Adams*. Överst i ekvationen visas de värden som slutligen använts vid simulering.

$$\delta v = 0,22 \text{ m/s}$$

$$v_{tar} = 0,43 \text{ m/s}$$

$$\delta a = 3000 \text{ N/s}^2$$

If ($v_x < (v_{tar} + \delta v)$)

Min av: $T = 5000$

$$T = (v_{tar} - v_x) \frac{5000}{\delta v} - \delta a \cdot a_x$$

Else

$$T = -(5000 + \delta a \cdot a_x)$$

End

(10)

4.2.2.2 Start- och framkörningsfas

Vid starten av referensbanan lutade marken åt sidan, varför även banan i modellen har modellerats lutad i början. Med däcksimuleringsmodellen *F-tire* kan skotarmodellen inte sättas i jämviktsläge, och att starta den (plant modellerad) över ett lutande plan ger stora sidförskjutningar. Eftersom skotaren är enklast att modellera i plant tillstånd har därför en startplattform skapats (se bana i *Bilaga 1*). Från startplattformen kör skotaren under en framkörningsfas ner på det lutande planet, som är långt nog för att hela skotaren ska börja luta innan framhjulen når första hindret. Problemet med framkörningsfasen är att den tar drygt 30 minuter (25 %) i extra simulerings tid. För att lösa problemet har en forcerad framkörningsfas modellerats.

Forceringen sker genom att skotaren dras fram av en kraft. Efter ett visst antal meter vänder kraften riktning och bromsar skotaren. Genom att modifiera parametrarna rätt kommer skotaren fram till banans första hinder på 2 minuter, att jämföra med tidigare 30 minuter. Under den sträcka som kraften verkar är hjulens moment inaktiverade. Nackdelen med framdragningen av skotaren är att den behöver köras en viss sträcka för att alla vibrationer från själva framdragningen ska avta samt att hastigheten ska hamna på rätt nivå. Vid tester med olika konfigurationer behöver bromskraftens slutpunkt justeras från fall till fall.

Den accelererande kraften verkar längst fram på skotaren medan den bromsande verkar längst bak. Krafterna verkar hela tiden längs det globala koordinat-systemets x -axel, vilket ger en självvrätande funktion för skotaren. Denna inställning minimerar skotarens vridning under framkörning.

4.2.3 Styrning

För att skotaren ska åka längs med banan har ett moment satts i ledramen. Momentet regleras av läget från en punkt positionerad i marknivån längst fram under skotaren. Momentet ansätts med motriktat tecken konstant proportionellt mot y -läget då detta avviker från noll. För att motverka hysteres med denna reglering anbringas en dämpning för vridcylindrarna. Till vridcylindrarnas dämpning adderas en fjädring som håller skotaren mer stabil.

4.2.4 Mätmetoder

De accelerometrar som använts vid referensmätningarna mäter den reaktionskraft som uppkommer från ett föremål då det accelereras. Detta innebär att även gravitationen ger utslag då den ger upphov till en reaktionskraft. För att få *Adams* att mäta på samma sätt har mätblock fästs på mätpunkterna i simuleringsmodellen. Mätblockens massa är 1 kg och därmed visar mätningen av kraften i fästet accelerationen med gravitationen inräknad.

4.2.5 Däcksimuleringsmodell Fiala

Genom sin enkla uppbyggnad har Fialamodellen endast ett fåtal variabler som går att ändra. För däckets dimensioner anges den obelastade radien, bredden samt hur stor del av radien som består av däck. Däckets styvhetsegenskaper är en linjär styvhet och dämpning. Rullmotstånd och inom vilka gränser som friktionskoefficienten har sitt max- och minvärde definierar kontakten mellan däck och väg. Under kommandot *SHAPE* deklarerar däckets laterala form, som definieras i maximalt tio punkter. Vare punkt innehåller information om radien i punkten samt dess position i procent av avståndet från mitten till ytterkanten (halva däckbredden).

4.2.6 Däcksimuleringsmodell F-tire

F-tire är mycket detaljerad när det gäller möjligheten att specificera data för däckets beteende. Den däckfil som använts för de slutgiltiga simuleringarna visas i *Bilaga 3: F-tire*, där den är kommenterad med förklaring av de data som använts. För de viktigaste punkterna ges nedan en mer grundläggande förklaring.

4.2.6.1 Inställningar för däckets och hjulets geometri

För att bestämma däckets storlek och yttre form används utöver indata för Fialamodellen ytterligare ett antal mått. Hjulradien definieras genom inmatning av omkretsen istället för att direkt ange radien. Formen av däckets rullyta, sedd ur ett lateralt tvärsnittsperspektiv, definieras istället för av kommandot *SHAPE* med krökningsradier för däckets mönster respektive basmaterial. För mönstret på däckets anges även mönsterdjup, tjocklek på basmaterialet under mönstret, gummistyvhet, andel av mönstret som är över basmaterialet samt gummits dämpning. För riktigt noggranna simuleringar med många däckelement kan en bildfil av däckets mönster läsas in för simuleringen ska ta hänsyn till däckets verkliga mönster. (Cosine Scientific Software 2009).

4.2.6.2 Den trycksatta luftvolymens och däckets uppmätta totalstyvhet

Styvheten för det pumpade däckets anges som en last vid vissa bestämda deformationer vid 10 respektive 20 mm av däckets vid ett specificerat testtryck. *F-tire* approximerar sedan en funktion till punkterna. Luftvolymen i däckets kan anges samt volymgradienten (procentuell minskning vid deformation). Styvheten kan specificeras ytterligare genom att ett antal av de sex första egenmodernas frekvenser anges (se avsnitt 4.2.6.5). (Cosine Scientific Software, 2009).

4.2.6.3 Däcksidans styvhet

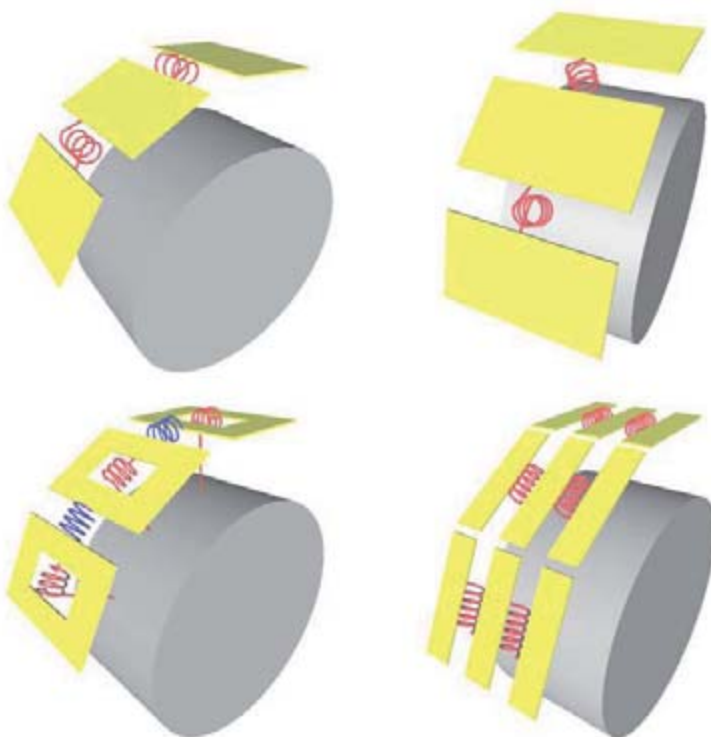
F-tire tar även hänsyn till att däckets är inhomogent konstruerat, d.v.s. att styvheten i x -led för slitytan inte är densamma som för däcksidan. Däcksidan är inte konstruerad för att ta upp samma belastning som slitytan och har därför tilldelats ett approximativt värde för styvheten. Värdet antas vara cirka tio procent av slitytans styvhet.

4.2.6.4 Tribologiska inställningar

Kontakten mellan däckets och underlaget definieras av ett antal parametrar för friktionskoefficienter. Friktionskoefficienterna anges för tre olika marktryck, med tre parametrar per tryck. Parametrarna ger friktionen vid noll slip, ett visst definierbart mått av slip samt för full slip i kontakten mellan däckets och vägen. (Cosine Scientific Software, 2009).

4.2.6.5 Däckringens styvheter och elementinställning

För att ange styvheten för däckringen används fem olika variabler. I *Figur 15* nedan visas en förenklad bild av hur dessa styvheter är modellerade. Styvheten anges som styvhet för de torsionsfjädrar som förbinder elementen. Överst till vänster i figuren syns den i detta fall mest betydelsefulla parametern, *belt in plane bending stiffness*. Överst till höger syns styvheten *belt out of plane stiffness*. Nere till höger visas *belt lateral bending stiffness*, medan illustrationen nere till vänster visar *belt twist stiffness* som vridstyvhet mellan elementen samt *belt torsion stiffness* som vridstyvheten mellan element och fälg. (Cosine Scientific Software, 2009).



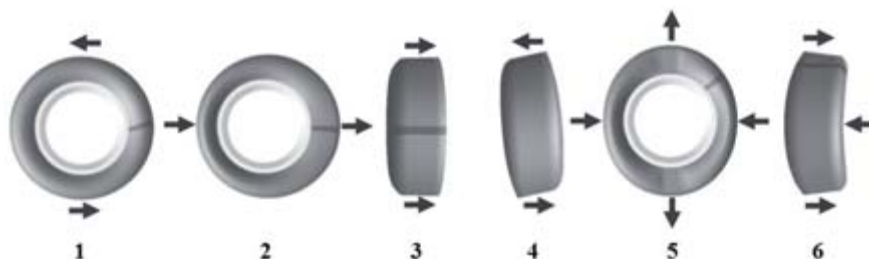
Figur 15.

Schematisk bild över hur däckets styvhet modelleras. Uppe till vänster visas belt in plane bending stiffness. Uppe till höger visar belt out of plane stiffness. Nere till vänster visas med röda torsionsfjädrar belt torsion stiffness samt med blå fjädrar belt twist stiffness. Nere till höger syns belt lateral bending stiffness. Samtliga styvheter illustreras som torsionsfjädrar mellan elementen. (Cosine Scientific Software, 2009).

Däckstyvheten kan även beskrivas via däckets egenmoder. Egenmoderna tas fram för ett pumpat däck med följande oändligt styv och ingen kontakt med marken. Med finita elementmetoden, tillämpad i ett speciellt FEM-program, kan till varje egenmodsfrekvens ges en dämpningskonstant. Dessa egenmodsegenskaper kan tillsammans användas för att beräkna det dynamiska beteendet för däckets styvheten är ett resultat av frekvensen, därför anges endast frekvensen för de olika moderna i F-tirefilen. Nedan listas vilken styvhet som styrs av vilken frekvens. Moderna sätts i ordning enligt *Figur 16*, inte nödvändigtvis efter sina frekvensnivåer.

- Första egenmoden: rotation i planet.
- Andra egenmoden: translation i planet.
- Tredje egenmoden: translation ut ur planet.
- Fjärde egenmoden: rotation ut ur planet.
- Femte egenmoden: böjning i planet (*Figur 15*, övre vänster).
- Sjätte egenmoden: böjning ut ur planet (*Figur 15*, övre höger).

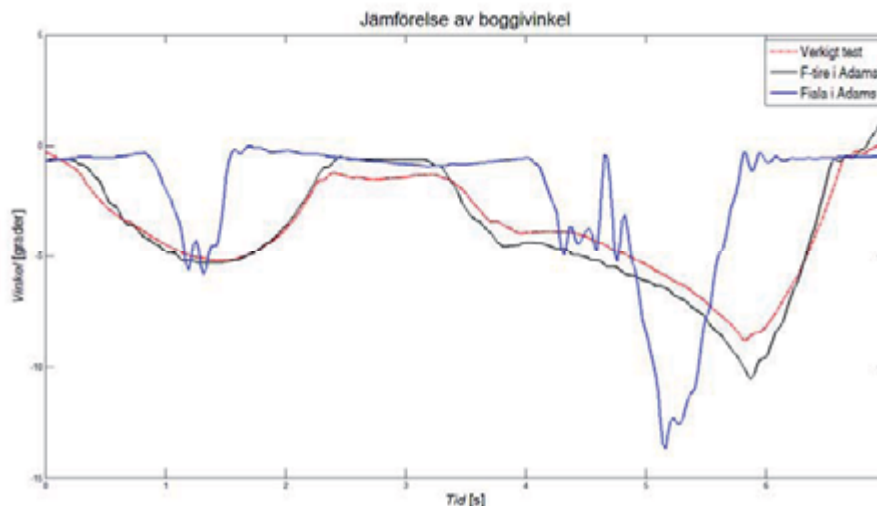
Femte och sjätte egenmoden behandlar data för det som i F-tirefilen deklarerats som *belt in plane bend stiffn* respektive *belt out of plane stiffn*.



Figur 16.
Deklaration av modernas ordning så som de gäller i inställningen av däcksimuleringsmodellen F-tire. (Cosine Scientific Software 2009)

4.2.7 Jämförelse mellan Fiala och F-tire

Fördelen med användningen av *F-tire* istället för *Fiala* visas i *Figur 17* som visar boggivinkeln som funktion av tiden för körning över det första stora guppet på vänster sida. Vad som tydligt syns är hur Fialamodellen inte tar hänsyn till att hjulets form gör att olika delar av hjulet tar upp lasten vid olika vinklar på marken. Användning av Fialamodellen skulle ge överskattning av accelerationsnivåerna då dämpningen från det hjulets form ignoreras. Figuren visar även den verkligt uppmätta vinkeln. *F-tire* ger modellen ett beteende mycket likt den verkliga boggens rörelser.



Figur 17.

Jämförelse av boggivinklar för vänster boggi på framvagnen. Vinklarna som jämförs är för körning tills det främsta hjulet åkt över det andra guppet. *F-tire* ligger i jämförelsen mycket nära vinklarna från den verkliga mätningen. *Fiala*-modellens vinklar ändras mycket snabbare som följd av att däckets runda form inte beaktas. Följden blir högre accelerationsnivåer och frekvenser.

4.2.8 Modellering av den simulerade testbanan

Vid användning av däcksimuleringsmodellen *F-tire* finns ett antal olika alternativ för modellering av vägen. Den enklaste metoden är att använda sig av en tvådimensionell väg, skapad med modelleringsmetoden *polyline*. Vill man däremot utnyttja att *F-tire* utför beräkningar för ett tredimensionellt däck är vägfunktionerna *3D* eller *3D Spline* att föredra. Nedan förklaras modellerna mer ingående.

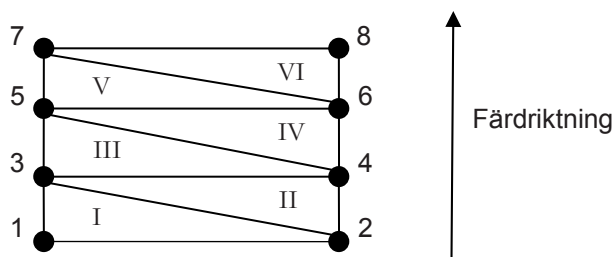
4.2.8.1 Polyline 2D (arc901)

Polyline är den enklaste metoden att skapa en vägfil. I vägfilen definieras vägen av tre vektorer. En vektor beskriver punkternas x -koordinater medan de två andra beskriver högra respektive vänstra körbanans z -koordinater. Koordinaterna för vägen kommer alltid att gälla däckets mittposition med en vågrät utbredning åt båda sidor. Även om fordonet svänger kommer ett hinder att uppträda för samma x -värde oavsett fordonets *yaw*-vinkel eller position i sidled. Banans friktion sätts som konstant över hela banan, något som är ett problem om man vill skapa en testbana av olika material.

4.2.8.2 3D (arc904)

För bättre utnyttjande av däcksimuleringsmodellens funktion att beräkna däckets i 3D kan en tredimensionell bana skapas med modellen 3D, som använder sig av *Adams* funktion *arc904*. Markfunktionen skapas genom att nyckelpunkter i vägen definieras som noder. För att sedan ge marken en yta anges element, vardera sammansatt av tre noder. Elementet som skapas är det triangulära plan som alla tre noder ligger i. En nackdel med metoden är att helt runda former inte går att göra då marken är uppbyggd av triangulära plan. Metoden verkar till synes väldigt tidskrävande för generering av testbanan, men den kan enkelt modelleras om rätt metod används. Genom att använda koordinaterna för de två spåren över vänster och höger sida av banan, i mitten av varje gupp, kan spårens ytterkanters z -koordinater beräknas eftersom lutningen i sidled är känd. Noderna ordnas sedan i en speciell ordning för att en enkel

indelning i element ska kunna göras. I *Figur 18* nedan visas ordningen för numreringen av noderna. Noderna numreras 1–8 medan elementen numreras med romerska siffror I–VI. Med indelningen kan element I lätt skapas genom att noderna 1, 2 och 3 anges. Element II skapas via nod 2,3 och 4. Serien av noder och serien för nodsammansättningar skapas lätt i *MATLAB*.



Figur 18.
Nodnumrering och elementindelning för en av de båda körbanorna.

4.2.8.3 3D Spline (arc903)

För att skapa en vägfil där det inte finns några skarpa kanter kan metoden *3D Spline* som använder sig av *Adams* funktion *arc903* användas. I banfilen beskrivs banan av koordinater på samma sätt som i polylinemodellen. Till varje punkt adderas sedan lutningen för vägen, dess bredd samt friktionskoefficient. Eftersom modellen använder sig av splineinterpolation för att göra vägen lämpar den sig bäst till vägar som är släta eller kan beskrivas av kontinuerliga funktioner. För att lägga till hinder kan man definiera hinder som en polylinefunktion och sedan välja att lägga in hindret vid vald punkt. Hindret läggs då på vid positionen med lutning enligt vad som angivits för splineinterpolationen. Eftersom banan även utan hinder är svår att beskriva med en kontinuerlig funktion, lämpar sig denna metod inte för att modellera referensbanan.

4.2.9 Markfriktion

Vid användning av *arc904* och *arc903* kan separata friktionskoefficienter anges för varje element respektive punkt. Referensbanan byggdes på en grusplan som kan liknas vid en grusväg med relativt mycket lösgrus på. Enligt tester vid *University of Minnesota*, (Wang, 2004) där däck–markfriktion testats för en 10 ton tung lastbil, är friktionskoefficienten för en slät grusväg 0,6 medan den för lös grusväg är 0,4. För grusdelen av banan sätts därför 0,5 i friktionskoefficient. Friktionen på stålguppen antas ligga runt samma värde som för grusplanen. På guppens baksida noterades att det var extra halt p.g.a. förslitning och tejpade plastfickor, något som med en 3D-bana kan anges för just de elementen.

Med 3D-modellen *arc904* förlorade skotaren fäste så fort marken lutade mer än någon enstaka grad i färdriktningen. Försök med att höja friktionskoefficienten orimligt högt visade ingen skillnad i resultat avseende däckens grepp. Den stora rörelsemängd varje hjul fick under slirning bidrog till en stor impuls när däckets väl fick grepp igen. Eftersom att de slirande hjulen påverkade resultatet i för stor mån togs beslutet att använda 2D-modellen *arc901*.

För den tvådimensionella *arc901* måste friktionskonstanten sättas lika över hela testbanan. Friktionen sätts till 0,45 då detta värde ger en bra approximation av det varierande underlaget. Sänkningen från antagna 0,5 är gjord p.g.a. den hala baksidan av varje gupp bör tas i beaktande.

4.2.10 Test av simulerade däckegenskaper

För att på ett enkelt sätt testa däckegenskaper och få ut en förenklad bild av fjäderkonstant och dämpningskonstant har en enkel Adamsmodell av en fyrhjulning med jämn massfördelning över alla fyra hjul byggts upp. Genom att släppa fyrhjulningen från höjden som motsvarar markkontakt med odeformerade däck kan en dämpningskonstant och en fjäderkonstant bestämmas. Genom att variera massan kan fjäderkonstantens icke-linjära egenskaper undersökas. Detta försök har utförts för samtliga tre däcktryck.

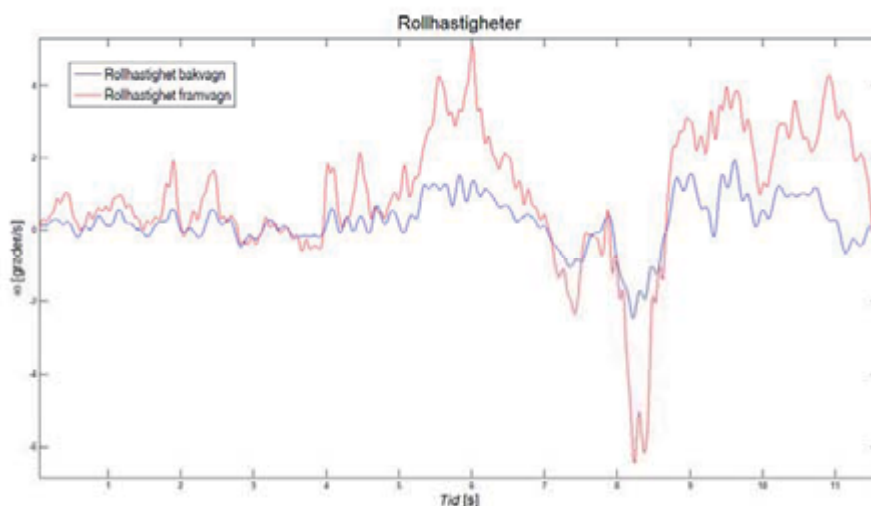
4.3 MODELLANPASSNING

För att göra simuleringsmodellen realistiskt trög i rörelserna har friktioner för vissa leder satts in. För boggileder, hjulaxlar samt ledramens vrid- och rolled har friktionen för vinkelkontaktlager använts. Friktionskoefficienten har även antagits öka i och med att någon form av tätning är installerad i anslutning till lagret. Approximativt antas friktionen på tätningen ligga två gånger högre än för rullagret, med ytterligare 50 % ökning för statisk friktion. Övriga leder som har en friktion tilldelad är hydraulcylinderfästen och hydraulcylindrar där i båda fallen friktion för smord metall mot metall har använts. (Maskinelement Handbok, 2005)

4.3.1 Tröghet i roll mellan framvagn och bakvagn

I mätdata från referenskörningen syns att roll på framvagnen ger en viss roll även på bakvagnen. I *Figur 19* visar den röda linjen rollhastighet för framvagnen medan den blå visar rollhastighet för bakvagnen.² Då framvagnen åker på de första hindren åker bakvagnen fortfarande på bana utan hinder, men med en vinkelhastighet med samma tecken som för framvagnen. För att få detta beteende även i modellen har en dämpning lagts in i stabiliseringscylindrarna för att på så sätt föra över viss rollrörelse från framvagnen till bakvagnen. Dämpningen har anpassats för att ge liknande respons på rörelse som mätningarna för testkörningen visade. *Figur 19* visar att rollhastigheten för bakvagnen blir ungefär 30 % av framvagnens rollhastighet.

² Då kalibrering av vinkelhastighetsgivare inte var möjlig att genomföra har efterkalibrering av mätdata gjorts utifrån mätdata från simuleringsmodellen i *Adams*. Då toppnivåerna för vinkelhastigheterna i roll är någorlunda lika har kalibreringen ansetts vara god nog för analys av samband mellan vagnarnas rollhastigheter.



Figur 19.
Rollhastigheter för framvagn (röd) och bakvagn (blå) vid körning över referensbanans första del. Bakvagnen åker i detta skede inte på något av hindren men påverkas till viss del av framvagnens roll.

Dämpningen som angivits (se *Bilaga 2*) har fått ett högt värde för att få ett liknande beteende. Vid användning av modellen för andra maskiner än den testade vore det klokt att utreda hur överföringen av rollmoment mellan vagnarna förhåller sig i det generella fallet.

4.3.2 Anpassning av däcksimuleringsmodell

För anpassning av däcksimuleringsmodellen har olika parametrar ändrats iterativt. Efter varje ändring har en simulering körts för att därefter kontrollera hur modifieringen förändrar accelerations- och frekvensnivåer. Varje parameter simuleras för tre olika tryck. Att göra en fullständig probabilistisk designstudie har inte varit genomförbart då tiden för en simulering tar cirka 1,5 timmar och det skulle behövas minst behövas 177 000 simuleringar. Tiden för antalet simuleringar är orimligt lång även för kortare simuleringstider.

Däcksimuleringsmodellen ska egentligen ställas in efter ordentliga tester för det aktuella däckets snarare än att trimmas in i efterhand. Genom att gå igenom kombinationer som inte kan uppstå samtidigt kan antalet simuleringar reduceras något, men inte tillräckligt mycket för att det ska bli genomförbart. I stället har de värden som påverkat resultatet minst hållits oförändrade. De återstående parametrarna har därefter trimmats in tills accelerationsnivåerna och frekvenserna ligger inom satta värden för ett, tre och fem bar (se följande avsnitt). En fullständig kommenterad däckfil visas i *Bilaga 3: F-tire*.

4.3.3 Superelement

Ett resultat av att *Adams* använder sig av stelkroppsdynamik är att strukturens dynamik blir försummad. Ledram, hytt, framram, bakram med flera kan bidra till att antingen förstärka eller dämpa svängningar. *Adams* har en applikation för detta som kallas superelement. För att skapa ett superelement behövs ett program som utför beräkningar med finita element metoden, FEM. Vald komponent byggs upp i det valda FEM-programmet. Därefter anbringas ett tillräckligt fint elementnät för att ge rätt resultat på moder, frekvens samt dämpningskonstant för komponenten. Tillämpningen superelement gör sedan om modellen

till ett element med noder endast i de joints som används i *Adams*, till exempel punkter som kopplar ihop olika delar. *Adams* använder sedan lösningen från FEM för att beräkna elementets deformation vid belastning.

Eftersom rätt konstruktionsunderlag för skotaren Valmet 860 inte har funnits att tillgå (se avsnitt 4.1 *skapande av CAD-modell*) skulle en modalanalys bli felaktig och därmed irrelevant att genomföra. Dessutom behövs en mängd mätningar på verklig maskin som verifiering eftersom materialdämpningen troligtvis endast är en liten del av den totala dämpningen i systemet. Förband mellan olika komponenter dämpar ofta rörelser betydligt mer än själva materialet i sig.

4.3.4 Systemmoder

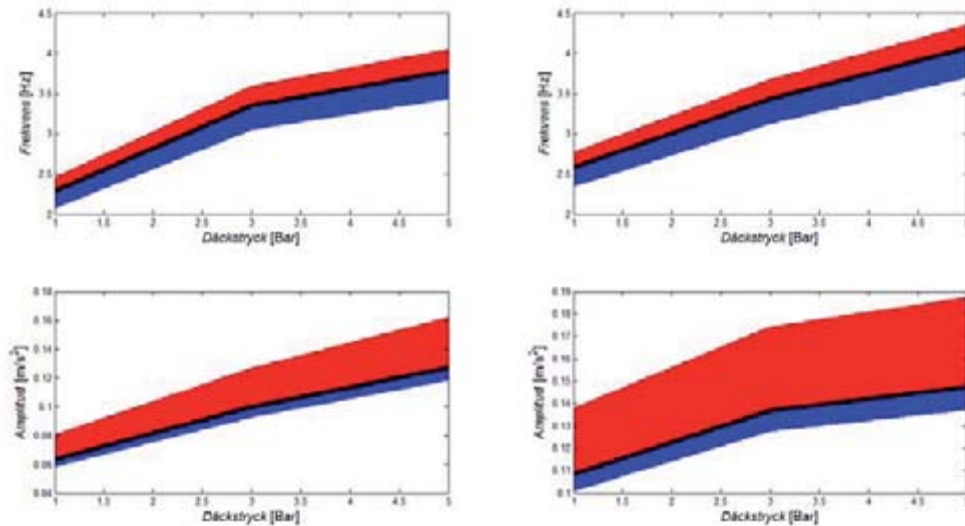
Även om *Adams* endast beräknar stelkroppsdyamik för modellen, kan däcken excitera svängning i systemet. Formerna av dessa olika svängningar kallas systemmoder. Ett exempel är när fram och bakhjul inte slår i marken samtidigt, då det skapas en gungande mod runt y -axeln. Svänger de i takt bildas en translaterande mod i xz -planet. Svänger vänster och högersida i otakt mellan bak och framram bildas en mod kombinerad mellan pitch- och rollsvängning.

Enligt frekvensanalysen har flera frekvenser exciterats. De olika moderna svänger med olika frekvenser. Slutsatsen är att det inte kommer finnas en exakt frekvens för mätpunkterna utan ett flertal frekvenser som alla påverkas av däckets egenskaper. Således kan direkta samband mellan en förändring av däckets och exciterade frekvenser vara svårtolkade.

4.3.5 Toleranser för resultatjämförelsen

Gränsen för hur nära referensresultaten som simuleringsresultaten bör ligga för att målet ska vara nått har satts vid medelvärdet för de relativa avvikelserna från referenskörningen. De mätserier som gett toleransnivån är acceleration i z -led och y -led för bak- och framvagn.

Från en mätserie som består av fyra testkörningar med samma däcktryck, tas amplitud och frekvens fram för relevanta toppar i frekvensanalyserna för de olika körningarna. Ett medianvärde för topparnas frekvenser och amplituder tas sedan fram för att jämföras med högsta och lägsta värdet. Detta ger då den relativa avvikelserna uppåt respektive nedåt för mätserien, exempelvis z -acceleration för framvagnen. De relativa avvikelserna för samtliga mätserier i en riktning ger sedan ett medelvärde för relativ avvikelse uppåt och nedåt för frekvens och amplitud. De fyra medelvärden för relativ avvikelse som ges används sedan som tolerans för simuleringsresultaten. Relativa avvikelserna för z -accelerationer används sedan utifrån medianvärdet för z -acceleration för ett specifikt däcktryck för att ge de nivåer som är acceptabla som simuleringsresultat. I *Figur 20* visas fyra grafer över medianvärden med övre och nedre avvikelseintervall markerade. De två övre graferna visar frekvensnivåer för framvagn (övre vänster) och bakvagn (övre höger). De två nedre graferna visar amplitudnivåer för framvagn (nedre vänster) och bakvagn (nedre höger). Motsvarande princip gäller för y -accelerationer. Tabell över medianvärden, specifika relativa avvikelser och exakta medelavvikelser visas i *Bilaga 4.A: Referensavvikelse*.



Figur 20. Frekvenser för amplitudtoppar för framvagnens (övre vänster) respektive bakvagnens (övre höger) z-acceleration. Övre accepterbara området är markerat rött medan nedre acceptabla området är markerat blått. Nedre raden visar amplitudvärden för framvagnen (vänster) och för bakvagnen (höger). Notabelt är att relativa toleransen för övre amplitud är betydligt större än de andra relativa toleranserna.

4.3.6 RMS-värde

Utöver jämförelsen av amplitudtoppar som uppstår p.g.a. däckens egenfrekvenser kan ett medelvärde för hela frekvensspektrumet jämföras. Medelvärdet, som beräknas är ett kvadratisk medelvärde, är ett så kallat RMS-värde (*Root Mean Square*). I *Ekvation 11* visas hur det kvadratiske medelvärdet av alla amplitudvärden beräknats. Eftersom Adamsmodellen endast ger utdata för beräkning av frekvensspektra från 0 till 25 Hz har bara frekvenser upp till 25 Hz tagits med från referensmätningens resultat.

$$a_{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n a_i}{n}} \quad [3]$$

5 Verifiering av simuleringsmodell

I följande avsnitt redovisas den slutliga verifieringen av simuleringsmodellen gentemot referensdata från testkörning. Eventuella felkällor diskuteras. Före den slutliga verifieringen av simuleringsresultat gentemot referensdata har metoderna för till exempel filtrering verifierats. Då verifieringen av metoderna inte pekade på några problem tas ingen plats i anspråk för att visa resultaten av denna.

5.1 MODELLRESULTAT

Målet att skotarmodellens utseende skulle likna den Valmet 860 som testkörningarna utfördes med har uppnåtts. I *Figur 21* visas till vänster en bild från *Adams* medan en bild på skotaren från testkörningen visas i till höger.



Figur 21.
Visuella resultatet för simuleringsmodellen (vänster) jämfört med det exemplar av Valmet 860 som testkörningarna utfördes med (höger).

Vid jämförelse av masscentrums position för modellen jämfört med den verkliga skotaren hamnar modellens masscentrum 25,7 mm för långt bak, 2,2 mm för långt till vänster och 29,6 mm för högt. Med detta som differens har antagits, med tanke på felkällor i vågar och övrig mätutrustning³, att modellens fysiska data är så bra som möjligt. Jämförande test har utförts med 96,5 kg flyttat från bakram till framram för att på så sätt få felet i x -led till noll. Den vikt som flyttas antas komma från de 500 kg som fördelades jämnt över hela skotaren. Förändringen av den flyttade tyngdpunkten gav inte stor nog effekt på resultatet för att motivera förändringen.⁴

5.2 JÄMFÖRELSE MOT REFERENSDATA

I de följande avsnitten jämförs frekvensanalyser från referensdata och simulering. Graferna visar resultatet för körning med däcktryck på fem bar. Grafer för övriga däcktryck ges i *Bilaga 4B: Grafer*. I tabellformat kommer resultaten för samtliga däcktryck att redovisas och jämföras med de toleranser för resultatet som tidigare beskrivits i avsnitt 4.3.5 ovan. Resultaten i siffror gäller frekvens och amplitud på de större toppar som finns överskrider de lägsta frekven-

³ Fordonsvågarna som mätte kraften under varje hjul hade en noggrannhet på ± 50 kg. Lutning för skotaren då den vägdes i slutning mättes med noggrannhet på tiondels grad.

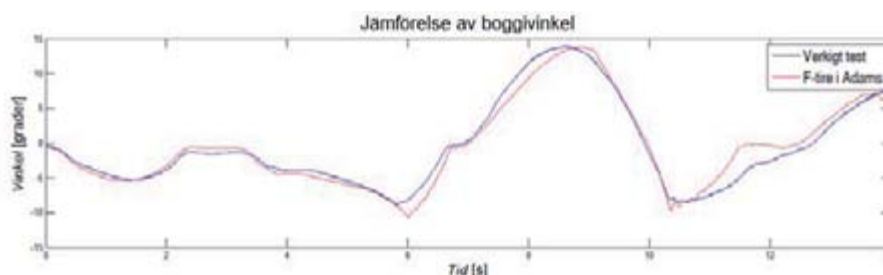
⁴ Förändringen med flytt av vikt från bakram till framram är svärmotiverad om inte resultatet skulle visa på en stor förbättring. Den tyngdpunkt som tagits fram med första modelleringen antas mer allmängiltig än den senare som snarare skulle vara en anpassning till specifikt detta driftsfall.

serna (0–1 Hz). I samtliga grafer representerar röd linje värden från Adams-modellen medan blå linje visar mätvärden från verklig testkörning.

Sammanfattningsvis kan sägas att graferna (avsnitten 5.2.2–5.2.6 samt *Bilaga 4B*) visar att frekvenser och amplituder stämmer bra överens (förutom en liten överskattning av amplitud i modellen) sett över hela frekvensspektret för 5 och 3 bars tryck. För en bar syns en något större överskattning av amplituden. Sett till den högsta toppen för simuleringsresultatet avviker amplituden i större grad än graferna som helhet. För 5 och 3 bar är relativa felet för amplituden ofta runt 40 % medan det för 1 bar är över 100 % för två av graferna. Frekvenserna stämmer bra för samtliga tre tryck även då man ser till den absoluta toppens frekvens.

5.2.1 Boggivinkeljämförelse

Figur 22 visar ett exempel på hur boggivinkeln för en boggi varierar vid körning över första delen av banan. Som ses i figuren ger *F-tire* en korrekt kurva, vilket innebär att däcksimuleringsmodellen simulerar däckets runda form mycket bra även för stora hinder med brant lutning. Körningen genomförs med högsta tryck för att minimera däckdeformationers inverkan på resultatet.

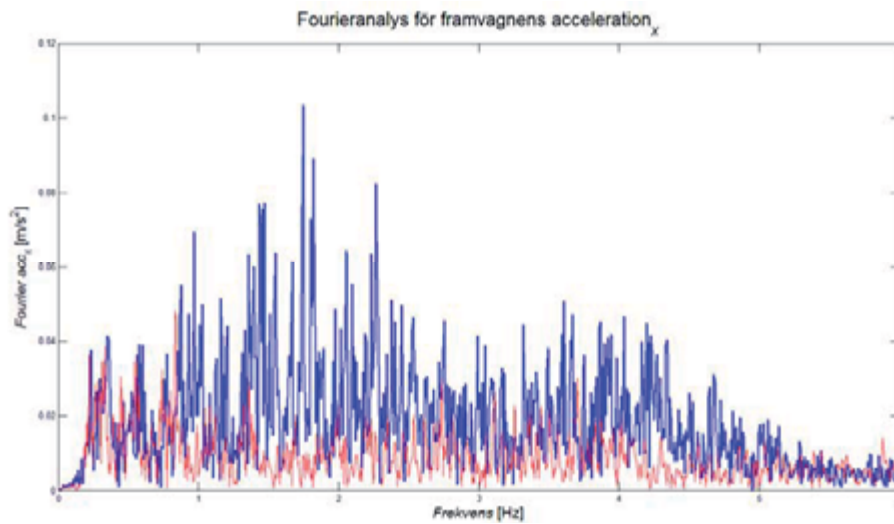


Figur 22.

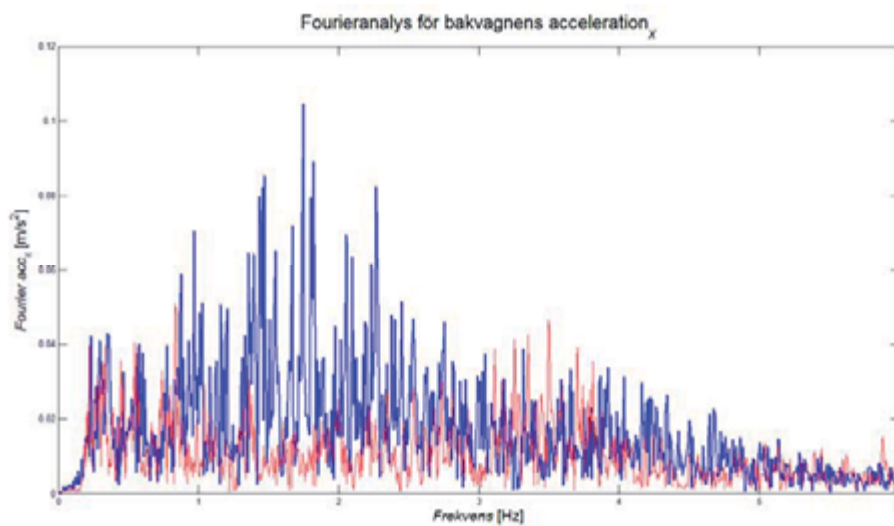
Boggivinkel för banans första del, vänster fram. *F-tire* fungerar bra för att simulera däckets runda form och dess inverkan på fordonet vid körning över så pass branta och stora hinder som testbanan inkluderar.

5.2.2 Frekvensspektra för acceleration i x-led

I *Figur 23* och *Figur 24* visas accelerationerna i *x*-led som funktion av frekvens för framvagn respektive bakvagn. Det som i främsta hand påverkar accelerationer i *x*-led är hur jämnt eller ojämnt momentet från drivningen driver skotaren. Av figurerna nedan att döma finns i verkligheten markanta svängningar som inte förekommer i modellen. Svängningarna mellan 1 och 2,3 Hz kommer troligtvis från drivningen. I övrigt bör varje tillfälle då ett hjul avslutar ett gupp ge en viss kraft framåt då hjulet glider relativt snabbt ned och ger en extra kraft framåt.



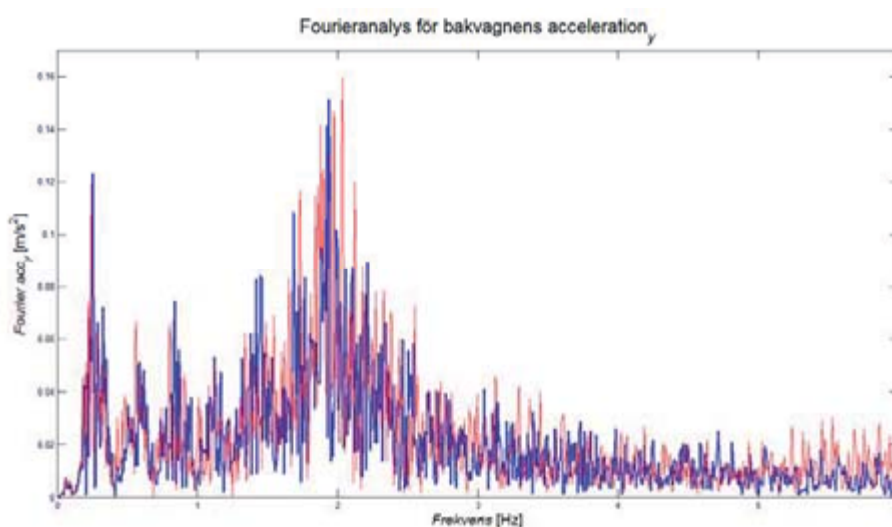
Figur 23.
Framvagnens acceleration i x-led som funktion av frekvensen. Blå linjen som visar resultat från testkörningar divergerar mycket från simuleringsresultatet, röd linje.



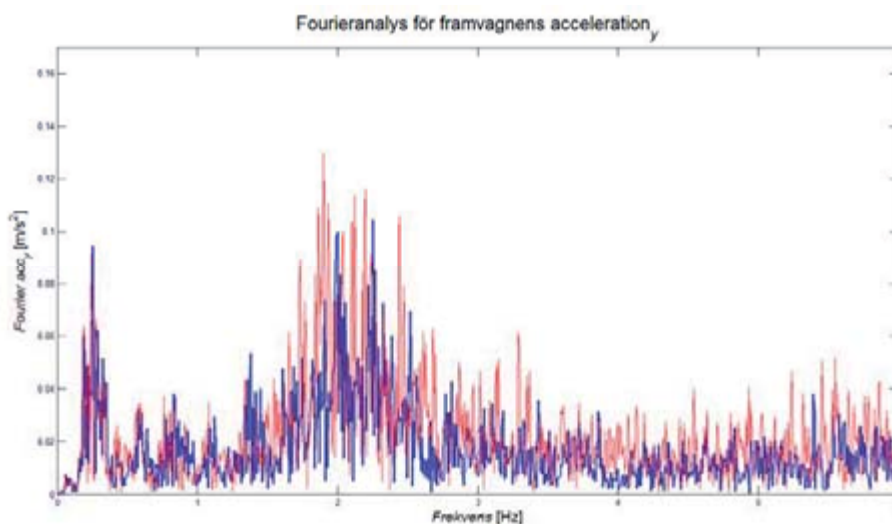
Figur 24.
Bakvagnens acceleration i x-led som funktion av frekvensen. Blå linjen som visar resultat från testkörningar divergerar mycket från simuleringsresultatet, röd linje. Jämfört med framvagnen (Figur 23) syns här en mer markant amplitudtopp vid 3,5Hz för Adamsmodellen.

5.2.3 Frekvensspektra för acceleration i y-led

Viktigare än accelerationerna i x -led är accelerationerna i y -led då de i större utsträckning är resultatet av hela skotarens dynamiska beteende snarare än effekter från drivningen. Nedan visas i *Figur 25* och *Figur 26* frekvensspektra för accelerationer i y -led. Utöver att den stora amplitudtoppen ligger relativt rätt i frekvens och amplitud (runt 2 Hz) finns likheter i mindre toppar vid 1,5 Hz samt tre toppar under 1 Hz. Totalt sett kan sägas att frekvensspektra överensstämmer mycket bra mellan modell och verklighet, framför allt för framvagnens acceleration.



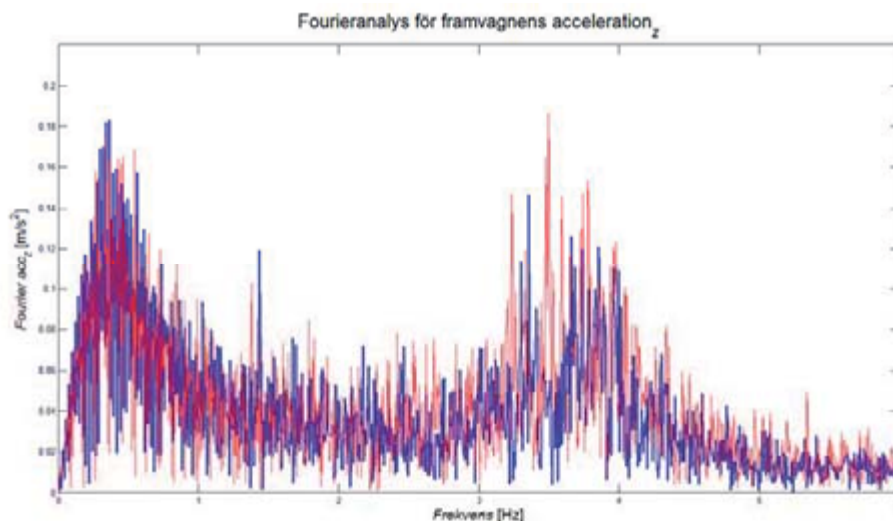
Figur 25. Framvagnens acceleration i y -led som funktion av frekvensen. Stora likheter syns mellan responsen i simuleringen (röd) och den verkliga testkörningen (blå). De flesta markanta toppar är på rätt frekvens och amplitud.



Figur 26. Bakvagnens acceleration i y -led som funktion av frekvensen. Stora likheter syns mellan responsen i simuleringen (röd) och den verkliga testkörningen (blå) även om det jämfört med framvagnens spektrum i figuren ovan existerar en större spridning runt den större toppen. Övriga toppar under 1,5 Hz överensstämmer liksom för framvagnen mycket bra.

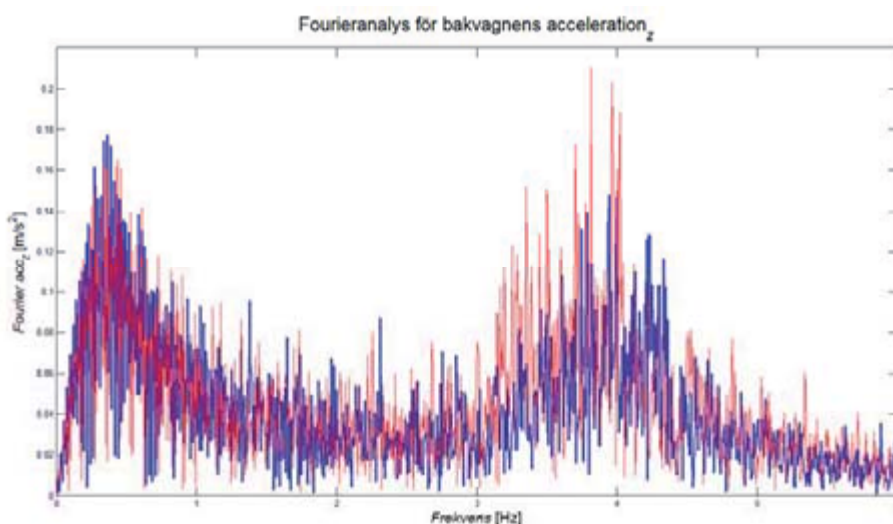
5.2.4 Frekvensspektra för acceleration i z-led

Accelerationerna i z -led visade sig under utvärdering av olika inställningar för däck- simuleringsmodellen vara den acceleration som förändrades mest. Av *Figur 27* och *Figur 28* framgår att det för accelerationen i z -led inte finns någon annan topp än den som syns runt 3,5 Hz för framvagnen (*Figur 27*). Att det finns en topp vid 0,4 Hz beror på att Hammingfiltret tar bort de lägsta frekvenserna som annars skulle vara upp till 50 gånger så höga nära 0 Hz.⁵



Figur 27.

Framvagnens acceleration i z -led som funktion av frekvensen. Den större toppen, som däcksimuleringsmodellen ställts in efter, stämmer bra överens i frekvens men har lite för hög amplitud i simuleringen (röd). Ökningen av amplituden för lägre frekvenser följer en liknande kurva som referensvärdena (blå).



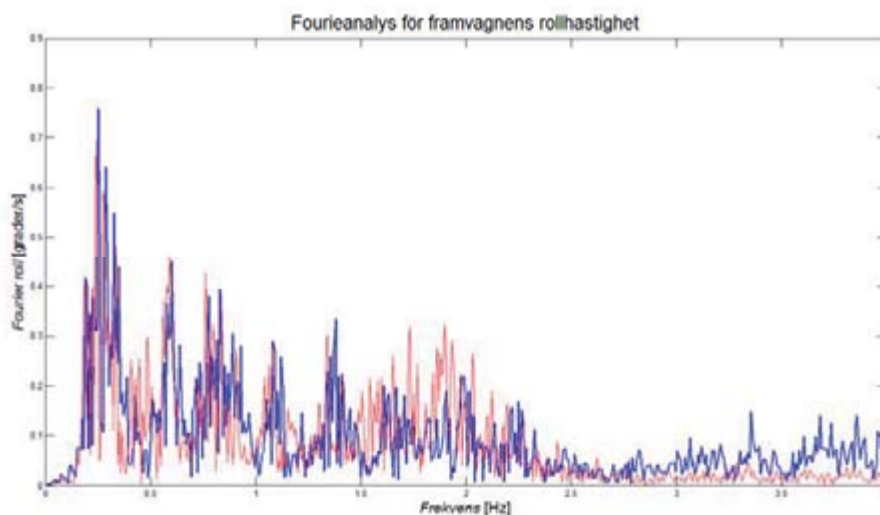
Figur 28.

Bakvagnens acceleration i z -led som funktion av frekvensen. Den större toppen ligger för simuleringen (röd) i underkant för frekvensen och har lite för hög amplitud. Ökningen av amplituden för lägre frekvenser följer en liknande kurva som referensvärdena (blå).

⁵ Frekvenserna tas bort p.g.a. att de är oönskade effekter från *FFT*-algoritmen. Då början och slutet av mätserien har olika nivåer i närheten av de första och sista värdena avläses i *FFT*-algoritmen höga nivåer för långa svängningar som egentligen inte är upprepningar, alltså inga svängningar att ta hänsyn till.

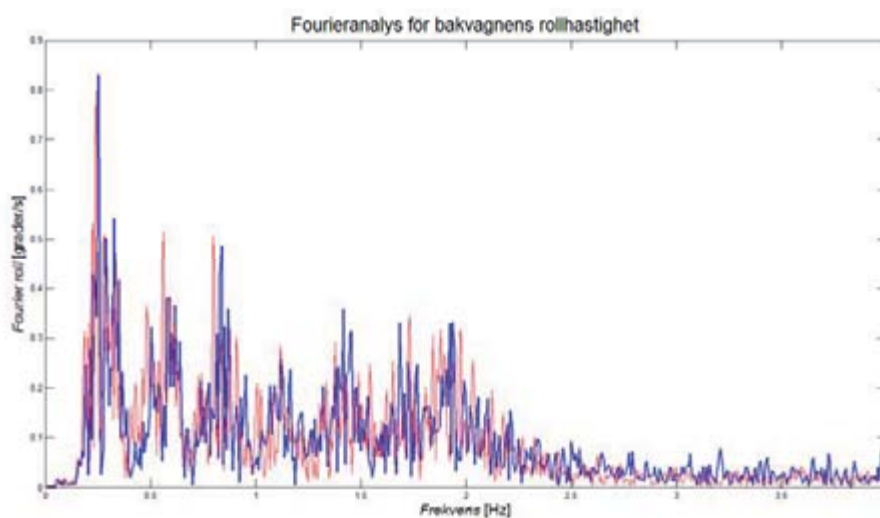
5.2.5 Frekvensspektra för rollhastighet

Även om rollhastigheten inte är kalibrerad till exakt storlek stämmer frekvenser och inbördes amplitudrelationer. I *Figur 29* och *Figur 30* visas rollhastigheten för framvagnen respektive bakvagnen. Frekvenser och relationer i amplitud stämmer bra i allmänhet och i synnerhet för bakvagnens rollhastighet, *Figur 30*.



Figur 29.

Framvagnens rollhastighet som funktion av frekvensen. Samtliga toppar är väl representerade i simuleringen (röd). En viss överskattning för rollningsfrekvenser på 1,7–2 Hz kan noteras.

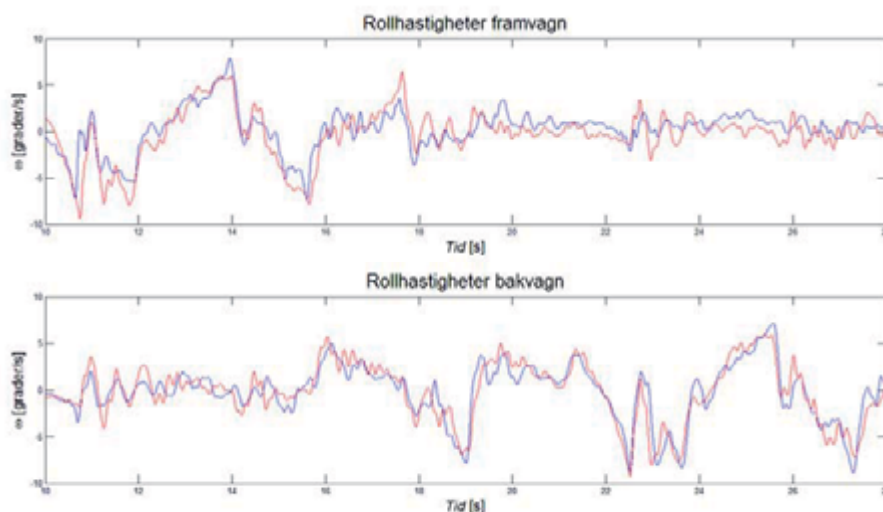


Figur 30.

Bakvagnens rollhastighet som funktion av frekvensen. Samtliga toppar är väl representerade i simuleringen (röd).

5.2.6 Rollhastigheter

Sambandet mellan roll i framvagn och bakvagn visas inte specifikt. *Figur 31* innehåller istället två grafer där den övre visar framvagnens rollhastighet medan den nedre visar bakvagnens.⁶ Den blå linjen i respektive graf gäller data från mätningen på den verkliga skotaren medan den röda visar simuleringsresultaten från *Adams*. Då hastigheterna för skotaren inte är exakt lika mellan modellkörning och verklig körning har tidsaxlarna för grafen i *Figur 31* modifierats för att bättre visa kurvornas relationer till varandra. Likheter visar att modellen väl följer verklighetens rörelsemönster.



Figur 31. Jämförelse av rollhastigheter för framvagn (övre) respektive bakvagn (nedre). Blå grafer visar mätningar från testkörning medan röda grafer visar simuleringsresultat från Adams.

⁶ Efterkalibrering av vinkelhastighetsgivare gjord utifrån nivåer på frekvensanalysen (se avsnitt 5.2.4 *Frekvensspektra för rollhastighet*).

5.2.7 Jämförelse mot toleransnivåer och medianvärden

I *Tabell 1* och *Tabell 2* listas resultaten för amplitudtopparna för samtliga tre jämförda däcktryck. För frekvensen är relativa toleransen utifrån referensdatas medianvärden $-8,81\%$ till $+7,01\%$ för accelerationer i z-led och $-12,19\%$ till $+8,17\%$ för accelerationer i y-led. För amplituden är relativa toleransen $-6,61\%$ till $+27,15\%$ för accelerationer i z-led och $-8,48\%$ till $+11,48\%$ för accelerationer i y-led. För grafer till värden för 3 och 1 bars däcktryck hänvisas till *Bilaga 4B: Grafer*. Värt att nämna är den överskattning av amplitud som Adamsmodellen ger. Dock är detta för den högsta toppen. Sett till grafernas helhet känns inte överskattningen från Adamsmodellen alls så stor som den relativa avvikelserna visar (se avsnitt med frekvensspektra ovan).

Tabell 1.

Frekvenser för acceleration i z- och y-led för samtliga tre däcktryck. Maximalt tillåtna relativa avvikelse är $-8,81\%$ till $7,01\%$ för z medan motsvarande värden för y är $-12,19\%$ till $8,17\%$ nedåt. Alla utom två resultat hamnar inom de relativa toleranserna.

Frekvens [Hz]	Minimalt tillåten data	Medianvärde referensdata	Maximalt tillåten data	Resultat simulering	Relativ avvikelse
5 bar - Framvagn z	3,4453	3,778	4,0428	3,497	-7,44 %
5 bar - Bakvagn z	3,7079	4,066	4,3510	3,815	-6,17 %
5 bar - Framvagn y	1,9464	2,2165	2,3977	1,898	-14,40 %
5 bar - Bakvagn y	1,7019	1,938	2,0964	2,032	+4,85 %
3 bar - Framvagn z	3,0545	3,3495	3,5842	3,32	-0,88 %
3 bar - Bakvagn z	3,0489	3,3433	3,5776	3,34	-0,10 %
3 bar - Framvagn y	1,7484	1,991	2,1537	1,849	-7,13 %
3 bar - Bakvagn y	1,2101	1,378	1,4906	1,66	+20,46 %
1 bar - Framvagn z	2,0874	2,289	2,4494	2,313	+1,05 %
1 bar - Bakvagn z	2,3551	2,5825	2,7635	2,655	+2,81 %
1 bar - Framvagn y	1,1758	1,339	1,4484	1,331	-0,60 %
1 bar - Bakvagn y	1,1758	1,339	1,4484	1,331	-0,60 %

Tabell 2.

Amplituder för acceleration i z- och y-led för samtliga tre däcktryck. Amplituderna gäller för de frekvenser som visas i *Tabell 1* ovan. Maximalt tillåtna relativa avvikelse är $-6,61\%$ till $27,15\%$ uppåt för z medan motsvarande värden för y är $-8,48\%$ till $11,48\%$. Alla utom en maxamplitud ligger över tillåten avvikelse.

Amplitud [m/s^2]	Minimalt tillåten data	Medianvärde referensdata	Maximalt tillåten data	Resultat simulering	Relativ avvikelse
5 bar - Framvagn z	0,1187	0,1271	0,1616	0,1863	+46,58 %
5 bar - Bakvagn z	0,1376	0,1473	0,1873	0,2104	+42,84 %
5 bar - Framvagn y	0,0862	0,0942	0,1050	0,1294	+37,37 %
5 bar - Bakvagn y	0,1463	0,1599	0,1782	0,1594	-0,31 %
3 bar - Framvagn z	0,0930	0,0996	0,1266	0,1579	+58,53 %
3 bar - Bakvagn z	0,1279	0,1369	0,1741	0,1896	+38,50 %
3 bar - Framvagn y	0,0977	0,1067	0,1189	0,154	+44,33 %
3 bar - Bakvagn y	0,1193	0,1304	0,1454	0,1833	+40,57 %
1 bar - Framvagn z	0,0589	0,0631	0,0802	0,1342	+112,7 %
1 bar - Bakvagn z	0,1011	0,1083	0,1377	0,1359	+25,48 %
1 bar - Framvagn y	0,0655	0,0716	0,0798	0,1536	+114,5 %
1 bar - Bakvagn y	0,0913	0,0998	0,1113	0,185	+85,37 %

5.2.8 Jämförelse av RMS-värden

Jämförelsen av RSM-värden för samtliga axlar vid alla tre däcktryck visas i *Tabell 3* nedan. Värdet från referensmätningen är medelvärdet av de RMS-värden som beräknats för olika körningar. Resultatet presenteras som den relativa differensen från simuleringsvärdet från *Adams*.

Tabell 3.

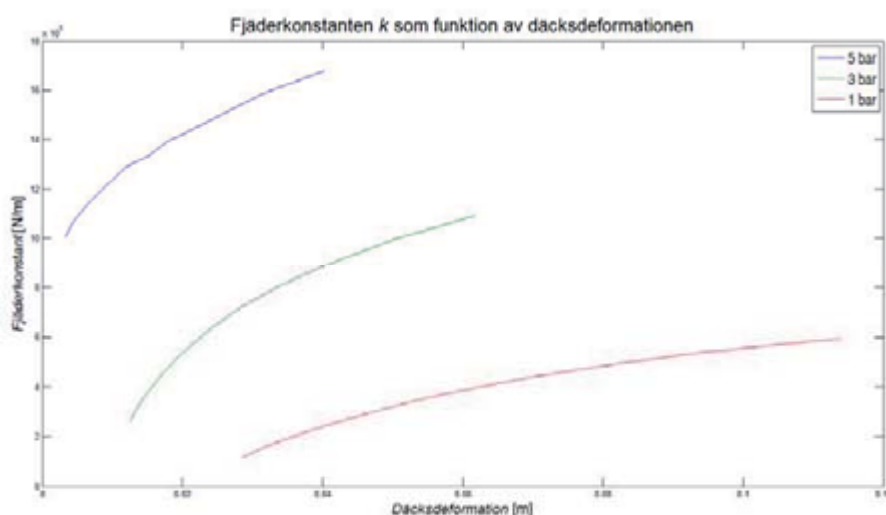
Relativa avvikelserna på RMS-värdet av accelerationer upp till 25 Hz. De relativa fel som överstiger 20 % är markerade med röd text.

Däcktryck	Framvagn			Bakvagn		
	Acc x-led	Acc y-led	Acc z-led	Acc x-led	Acc y-led	Acc z-led
	%	%	%	%	%	%
5 bar	-60,8	17,5	5,7	-40,1	4,0	6,3
3 bar	-61,1	17,4	6,4	-41,1	8,8	2,7
1 bar	-47,1	23,4	6,4	-33,5	22,6	0,4

5.3 DÄCKEGENSKAPER

De inställningar av däckfilen som gjorts ger ingen direkt tolkning för hur däckens fjäder- och dämpkonstant faktiskt fungerar. Nedan redovisas de resultat som erhållits från testerna..

Fjäderkonstanten har för däckets tre olika däcktryck 1, 3 och 5 bar plottats som funktion av deformationen (se *Figur 32* nedan). Dämpningen, som beror på väldigt många olika faktorer beträffande däckets, har approximerats för deformationen som gäller vid deformation från 20 000 N. Dämpningskonstanten i sig är inte särskilt intressant; mer intressant är den dämpningsfaktor dämpningen ger då den är beräknad på dämpningskonstant, fjäderkonstant och massa. Dämpningsfaktorn vid 20 000 N last är för 1 bars däcktryck 0,15 medan dämpningsfaktorn för 3 och 5 bar är 0,17 respektive 0,12.



Figur 32.

Fjäderkonstant som funktion av däckdeformationer på plan väg. Minsta deformationen gäller belastning strax över hjulets egen vikt, runt 300 kg. Största belastning gäller knappa 7 000 kg per hjul.

Något som kan vara av intresse för framtida analyser av däckdeformationer är deformationen av ett däck vid körning över ett gupp. I *Figur 33* nedan visas det främsta vänstra däckets då det är på toppen av det andra guppet i banan. Till höger i figuren visas däckets med däcktryck 5 bar, i mitten 3 bar och till höger 1 bar. Deformationerna är i samma ordning 11,8 mm, 27,7 mm samt 64,4 mm. Lasten för framhjulet är i statiskt tillstånd runt 25 000 N.



Figur 33.
Däckets vid körning över det andra vänstra guppet. Uppräknat från vänster är däcktrycken 5, 3 och 1 bar.

5.4 FELKÄLLOR

- Då mätningar inte är gjorda på ett riktigt däck har endast approximativa värden för däckets inställning antagits. Detta kan göra att däcksimuleringsmodellen endast stämmer för det specifika fallet och inte för det generella. Ett ordentligt testunderlag från ett riktigt däck krävs för att se hur bra nuvarande däcksimuleringsmodell står sig. Även körning på andra typer av banor krävs för en ytterligare verifiering.
- 500 kg antagna vikter för vätskor och deras antagna positioner i systemet är osäkerhetsfaktorer. Dock anses dessa approximationer tillräckligt goda, eftersom den totala tyngdpunkten för systemet hamnar nära den verkliga maskinens tyngdpunkt.
- Ytterligare 500 kg antagen vikt har fördelats jämnt över hel fordonet. Även om totalmassan stämmer blir trögheter med stor sannolikhet fel. Eftersom ingen uppgift om skotarens delsystems verkliga trögheter finns går trögheterna inte att verifiera. För en mer exakt modell måste grundligare mätningar av fordonets delsystem göras.
- Marken mellan hindren var en oregelbunden grusplan, som dessutom inte kan anses vara helt stel. Detta medför en viss dämpning av systemet. Denna dämpning får ses som inkluderad i däckets deformerbarhet. Markfriktionen är inte uppmätt för det specifika fallet utan antagen utifrån en rapport där mätningar gjorts på annat fordon med andra däck.
- Vägfilen är endast i 2D eftersom försök med 3D visade att friktionskoefficienten blev orimligt låg p.g.a. ett mjukvarufel. 2D-filens begränsningar är att lutningen inte kan simuleras och att endast en friktionskoefficient kan sättas för hela banan, trots att det i verkligheten förekommer olika.
- Friktioner i leder är antagna och inte uppmätta. Även om friktionen i lederna påverkar systemets dämpning har kontroll av faktiska värden för friktionen inte prioriterats. Det har dock antagits att skillnader i ledfriktioner inte bör påverka resultatet nämnvärt.

- Den verkliga drivningen och styrningen har i simuleringen approximerats med var sin funktion. Beteendet blir inte riktigt som det verkliga, vilket syns i x -ledsaccelerationernas grafer. Styrningsfunktionen i modellen är inte till för att eftersträva ett verkligt beteende utan att hålla modellen på rätt spår genom simuleringen.
- Körningen över referensbanan blir olika för varje körning, vilket ger utslag i fourier- transformationen. Fler än fyra körningar för samma inställning behövs för en normalfördelningsanalys eller för andra analyser som säkerställer ett mer generellt resultat.
- I och med användningen av stelkroppsdyamik har skotarens strukturella styvhet och dämpning försumrats. Detta problem går att komma åt genom användning av superelement för de delar där deformationer anses ge inverkan på beteendet.
- Diverse trögheter har approximerats för boggi, hytt och framvagn p.g.a. brist på information för dessa system. Felaktig approximering kan leda till felaktiga resultat.
- Skillnad på placeringen av mätare på riktig skotare och i modellen ger olika utslag. För positionsbestämning på verklig skotare har endast tumstock använts.
- Hyttbussningens dämpningar är antagna eftersom databladet från tillverkaren inte innehåller information om dessa. Detta har framför allt betydelse för bedömning av förarmiljön.

6 Slutsatser om modellering i adams

I avsnittet som följer beskrivs de slutsatser som dragits angående modifiering av simuleringsmodellen med avsikt att göra den mer flexibel för att den lättare ska kunna tillämpas för testning av olika konstruktionslösningar.

6.1 FELSÖKNING I ADAMS

När en modell skapas i *Adams* är noggrannhet och planerad strategi från början att föredra. Risken att små fel byggs in i modellen föreligger då programmet inte informerar om att nödvändig information saknas och måste anges. När väl något fel har byggts in i modellen kan det vara svårt att ta reda på vad som är fel. Enda felmeddelandet programmet ger säger att det är ett eller flera fel – inga direkta förklaringar ges. En debuggerfunktion finns där information skrivs ut för att beskriva vad programmet gör. Dock kan denna vara något knepig att använda för en ovan användare.

6.2 FÖRÄNDRING AV MODELLENS DELAR

För att modellen ska kunna användas för att testa olika konstruktionsändringars påverkan på de dynamiska egenskaperna måste den anpassas från den modellering som nu är gjord. Modellen är som tidigare beskrivits nu gjord i större delsystem sammansatta i CAD och sedan importerade till *Adams*. Sammansättningen av massor och trögheter har beräknats i *MATLAB*. Denna metod valdes för att göra Adamsmodellen så enkel som möjligt att modellera och simulera då målsättningen i första hand var att skapa en fungerande simuleringsmodell för ett specifikt fall.

6.2.1 Flexibel modellering

Med en flexibel modell menas att den kan tjäna som simuleringsunderlag för olika typer av konstruktionsändringar. Detta medför att olika delsystem kan behöva ändra utseende, massa, trögheter och kopplingspunkter. *Adams* tillåter att parameterisera modellen en variabel i taget. Parameterisering medför att modellen inte behöver göras om utan ändras direkt i programmet. Genom att använda sig av metoderna listade nedan kan olika parameteriserade studier utföras.

- **Design Studies:** Funktionen gör det möjligt att förstå en variabels påverkan på systemet. Variabeln ändras efter deklarerade värden och för varje ändring görs en simulering. Resultatet sparas sedan efter varje simulering för jämförelse.
- **Design of Experiments:** Genom funktionen kan flera variabler testas samtidigt, i motsats till Design Studies som bara behandlar en variabel. Här kan obegränsat antal variabler ändras, och därmed kan man se eventuella kombinationseffekter. Även denna funktion ändrar variabelernas värden efter vad som har deklarerats.
- **Optimization:** Funktionen undersöker automatiskt variabelernas största och minsta påverkan för en mätserie, till exempel påverkan på accelerationen inom ett givet intervall.

Skotarmodellen i detta arbete är inte parameteriserad. Importerade partifiler tillåter inte att parameteriseras avseende geometrin då den inte är skapad i *Adams*. Den förändring som kan utföras är kopplingspunkternas placering. Eftersom detta medför en geometrisk förändring som inte kan visas måste även massan och trögheter parameteriseras för att ändras i förhållande till geometriska förändringen.

6.2.1.1 Importering av delar

Vid skapande av den grundmodell som kan anses som utgångspunkt kan följande två grundläggande metoder rekommenderas:

1. Delarna sätts samman i CAD för att sedan exporteras från sammanställningen, en och en. Positionen i förhållande till origo kommer då att stämma för alla delar som exporteras eftersom *Adams* läser in samma position som delen har i CAD. Fördelen med metoden är att det går snabbt att modellera om man har en färdig sammanställning i CAD att utgå ifrån.
2. Om en del inte är skapad efter en sammanställning, utan i förhållande till delens eget origo, kommer den inte att hamna på rätt plats vid importering. Om inget annat specificeras läggs delens origo i *Adams* globala origo. Delen flyttas sedan till rätt position. Detta förfarande kan göras genom antingen direkt ändring av delens geometriska koordinater eller koppling av delen till en punkt (benämnd som point i *Adams*). Görs detta direkt vid importeringen blir delen inte låst till punkten, men koordinaterna för delen nollställs till punktens dåvarande placering. Görs samma procedur om efter importering låses delen till punkten, och positionskoordinaterna nollställs även här till punktens koordinater även om punkten flyttas.

Den metod som använts vid skapandet av Adamsmodellen som rapporten behandlar är skapad mestadels utifrån metod 1. Metod 2 har använts för placering av boggiaxlar och hjul, då med en skapad punkt för boggiarmens (eller hjulets) origo.

6.2.1.2 Inmatning av fysikaliska data

Om en komponent är modellerad i ett enda material kan densiteten för materialet föras in i *Adams* och då beräknas alla fysiska egenskaper inklusive masscentras placering av sig själv. Om komponenten däremot är modellerad felaktigt (till exempel med förenklad geometri) eller består av material med olika densitet, måste massa, trögheter samt masscentrums position föras in manuellt. Masscentrums position sätts genom förflyttning av den markör som är definierad som *marker.cm*. Positionen kan antingen sättas genom att dess globala koordinater definieras, eller genom att koordinaterna relativt en punkt eller marker definieras (med fördel den punkt som delen importerats till).

6.2.1.3 Byte av del

Om en komponent ska bytas ut mot en liknande komponent bör i stort proceduren för att importera komponent och ställa in fysiska egenskaper följas. Det finns dock vissa omständigheter som kan vara värda att beakta. Om exempelvis ledramen som sitter mitt i konstruktionen byts mot en ledram som är mindre, d.v.s. att den har kortare avstånd mellan kopplingspunkterna för bakram och framram, måste alla delar flyttas. Alla delar som sitter på framvagnen måste flyttas bakåt medan alla delar på bakvagnen måste flyttas framåt.

7 Slutsats

I följande redovisas de slutsatser som dragits utifrån projektet.

7.1 ÖVERGRIPANDE SLUTSATS

Den generella slutsatsen av arbetet är att en tillämpbar fordonsdynamisk simuleringsmodell för en hel skogsmaskin går att skapa i *MD Adams* med däcksimuleringsmodellen *F-tire*. För en rak testbana med hinder är resultaten verifierbara och visar att modellen kan tjäna som konstruktionsverktyg för jämförelse av konstruktionsvarianter.

7.2 SLUTSATS AV FREKVENSPANALYS

Frekvensplottarna som tagits fram för jämförelse mellan svängningar för den verkliga skotaren och Adamsmodellen visar att överensstämmelsen är mycket bra vid 3 och 5 bar. Att modellen för vissa frekvenser överskattar svängningsamplituderna ordentligt spelar mindre roll i sammanhanget, eftersom helheten och RMS-värdet endast visar en mindre överskattning av amplituden. Modellen fungerar även tillfredsställande för 1 bars däcktryck, men amplitudnivåerna måste då betraktas kvalitativt och inte kvantitativt.

7.3 GENERELL GILTIGHET

Den generella giltigheten för modellen går inte att fastställa utifrån det tester som gjorts. Att däcksimuleringsmodellen stämmer olika bra för olika tryck kan betyda att den skapade skotarmodellen inte är full giltig för ett generellt fall.

7.4 ANVÄNDNINGSSOMRÅDE

I och med de förenklingar som gjorts i modellen bör användningsområdet för modellen specificeras. Modellen lämpar sig väl för jämförelse av olika konstruktioners egenskaper vid däcktryck mellan 3 och 5 bar. Vid körning på testbanan som modellen verifierats för kan resultatens nivåer antas stämma relativt bra överens med verkligheten. Vid simulering med andra testbanor är modellens största användning att kunna se vilken typ av förändring som sker och den relativa storleken av denna.

8 Diskussion

Här förs en diskussion avseende arbetets metoder, de val som gjorts, resultat och slutsatser.

De mätningar som ligger till grund för referensdata som simuleringsresultaten jämförts med gjordes redan i ett tidigt skede av examensarbetet. Därför fanns det inte tid att före mätningarna helt målmedvetet planera vad som skulle mätas och vilken prioritetsordning olika mätningar hade. Sett i efterhand fanns ett värde som hade varit givande att komplettera med, nämligen hastigheten på skotaren. Hastigheten skulle mätas med en trådgivare som gick sönder lagom tills mätningen skulle genomföras. Ska ytterligare mätningar göras bör olika metoder att mäta skotarens hastighet utvärderas för att säkerställa att data på hastigheten finns att justera drivningen av simuleringsmodellen efter.

Avseende mätplatsen har redan förklarats att marken mellan hindren bestod av grus som varken kan kategoriseras som hårt eller oföränderligt underlag. Önskvärt hade varit att göra ytterligare mätningar, gärna på en bana med hinder kombinerade på ett annat sätt, på en testbana med hård och oföränderlig mark för att mer likna den miljö som skapats i *Adams*.

Ursprungstanken var att modifiera den befintliga Adamsmodellen för att få ett bättre resultat. Efter studier av modellen togs beslutet att göra en helt ny modell. Orsaken till detta beslut var att modellen ansågs vara alltför inexact även då det gällde de delar som borde vara de mest exakta, d.v.s. de delar som Komatsu Forest tillhandahöll konstruktions- underlag för. Om modellen inte hade modifierats hade mycket tid gått till att ändra de delar som fanns, vilket utöver rent modelleringsarbete i CAD näst intill hade motsvarat samma sak som att göra en ny modell.

För att simulera vägen på ett så korrekt sätt som möjligt gjordes försök att använda en tredimensionell vägfil. Vid användning av den tredimensionella vägfilen förlorades greppet mot marken då lutningen översteg några få grader. Detta visade sig vid kontakt med *MSC Software* vara ett mjukvarufel. Efter att en uppdatering av mjukvaran installerats fungerade den tredimensionella vägen felfritt. På grund av att detta skedde i slutskedet av arbetet gjordes inga försök att ställa in däckets ytterligare. En jämförelse mellan resultaten med tredimensionell och tvådimensionell bana visade liknande resultat. Men för att till fullo kunna utnyttja modellen är en tredimensionell bana ett måste.

Den däcksimuleringsmodell som använts är en av de centrala delarna i modelleringen. Eftersom inställningen av däcksimuleringsmodellens alla parametrar varit omöjlig att genomföra p.g.a. den tidsåtgång det skulle innebära har de mest påverkande parametrarna testats. På vilket sätt skulle man då kunna säga att däckets är giltigt som en modell av det riktiga däckets? Däcksimuleringsmodellen är gjord med en parameter för däckets tryck. För att kunna verifiera att däckets någorlunda är rätt inställt ska det alltså vara någorlunda giltigt för olika tryck genom ändring endast av parametern *inflation pressure* i däckfilen. Det faktum att resultaten någorlunda stämmer för tre olika tryck med enbart ändring av däckstrycket gör att modellen antas vara bra nog för att ge ett giltigt resultat.

Utvärderingen av den använda metoden visar att den är relativt enkel att använda för att ta fram och verifiera en fordonsdynamisk modell. På grund av den tidsram som funnits till förfogande får man säga att insamling av referensdata, skapandet av CAD-modellen och inställning av däckdata har gett mycket bra resultat. Förändringar som eventuellt skulle kunna tänkas är att först arbeta med modellen för att i ett andra skede, när vissa frågeställningar av funktionen och konstruktionen uppkommit, gå över till att testköra för att få referensmaterial. Vid testkörningen kan man sen mer i detalj avgöra vad som är relevant och viktigt och vad man kan prioritera bort. Därefter bör arbetet övergå till slutmodellering. Viss tid bör även läggas på att ta fram mätdata för däcken, av anledning som förklarats tidigare.

Sist men inte minst ska sägas att modellen inte på några sätt har nått gränsen för vad som går och bör göras på området. Som beskrivs i nästa kapitel finns en hel del saker att vidareutveckla och testa. Det som först bör göras är att utveckla en drivlina i *Simulink*, ställa in däcksimuleringsmodellen för 3D-väg (antingen genom ändringar av vissa parametrar eller genom att mäta på riktigt däck) samt att utvärdera modellen för körning över en eller flera andra banor, gärna med något moment där skotaren svänger och kör över hinder som inte är lika breda som däckets.

8.1 TILLÄMPNINGSSOMRÅDEN

Dynamiksimuleringsmodellen kan användas till att:

- Få fram de accelerationsnivåer och frekvenser som föraren utsätts för, förutsatt att en stol modelleras.
- Jämföra hur olika stolskonstruktioner fungerar för den specifika skotaren.
- Ta fram marktrycket i kontakten mellan däck och väg om specifik programvara till däckmodellen *F-tire* används.
- Jämföra hur olika konstruktioner av skotarens geometri påverkar beteende i form av marktryck och accelerationsnivåer.
- Skapa konstruktionsunderlag i form av lastfall för delar som sedan kan hållfasthetsberäknas.

Dynamiksimuleringsmodellen bör inte användas till att:

- Beräkna hållfastheten för komponenter eller förband.
- Ta fram nivåer för acceleration och med resultatet garantera att föraren inte utsätts för större krafter än tillåtet.
- Ge resultat för andra driftsfall än det testade så vida inte verifieringar för fler driftsfall ger indikation på en generell giltighet.
- Undersöka vibrationer från motor, hydraulkomponenter och däcksmönster.
- Ta fram markdeformationer.
- Undersöka energiåtgången vid körning.

9 Vidareutveckling av modellen

I följande kapitel ges förslag på åtgärder för att vidareutveckla simuleringsmodellen och därmed utöka tillämpningsområdet.

9.1 DÄCK

Vidareutveckling av däcksimuleringsmodellen är en av de viktigaste punkterna för fortsatt utveckling av simuleringsmodellen. Lämpligen tas de viktigaste parametrarna som anges för modelleringen av däcken fram genom tester i egen regi eller i samarbete med däcktillverkare.

Beroende på hur beroende parametrarna är av temperatur och däcksitage bör även parametrar för slitningsgrad och temperatur vid referenskörning mätas och anges i däckfilen.

I kontakten mellan däck och referensbanan som använts i testet bör friktionskoefficienten för olika underlag tas fram genom tester.

9.2 VÄG

Om referenskörning ska utföras med den hinderuppsättning som använts i denna undersökning bör hindren monteras på hårt underlag med en skjuvtålig yta. Om en tvådimensionell banmodell kommer att användas bör för noggrannhetens skull de två hjulens banor vara helt vågräta sett i sidled. Flera olika sammansättningar av hindren rekommenderas för att säkerställa att modellen inte bara gäller för det testade fallet.

Ett annat mål bör vara att testa bankkörning med hinder som bara täcker delar av däckets bredd. Passage över hinder som enbart täcker exempelvis halva däckets bredd är mycket vanligt och bör alltså kunna simuleras.

För att utvidga modellens användbarhet bör man skapa en deformierbar väg. Om riktig skogskörning ska kunna simuleras måste vägen på varierade ställen vara deformierbar och med olika friktionskoefficienter.

9.3 DRIFTSFALL

Fler driftsfall bör utvärderas för att säkerställa däcksimuleringsmodellens och stelkroppsmodellens giltighet. Exempelvis bör banan variera. Körning över en svängd bana, körning med last samt lastning kan vara testfall att använda sig av för att verifiera modellen.

Kombinerade driftsfall, där olika typer av körning samt lastning kombineras, bör kunna testas för att i högre grad kunna fastställa vad föraren utsätts för.

9.4 MODELLUPPBYGGNAD OCH SUPERELEMENT

Modellens olika delar bör i större utsträckning än vad som gjorts kontrolleras mot de verkliga delarnas fysiska egenskaper. Detta gäller framför allt boggins olika delar. Mer exakta vikter och trögheter är även intressanta att känna till för motor, pumpinstallation, hydraultank samt hytt. Vikt för hydraulslangar och rör i bakram, kran, bunkar, grind etc. bör lokaliseras och adderas liksom vikten och placeringen för olika vätskor i tankar.

Implementering av superelement för de viktigaste komponenterna i konstruktionen (framram, bakram, ledram samt boggiarmar) bör göra modellen mer exakt även om vibrationsnivåer p.g.a. kropparnas styvheter troligtvis inte är dominerande.

9.5 DRIVNING OCH STYRNING

För att få drivningen i modellen att fungera mer som den verkliga drivningen kan en hydraulmekanisk drivlina simuleras med *Simulink* för att sedan integreras med *Adams*. Önskvärt är även att så många som möjligt av de större roterande delarna i drivlinan tas med i Adamsmodellen eller simulinkmodellen för att hänsyn ska kunna tas till deras rotations- trögheter.

Styalgoritmen som skrivits i *Adams* bör förbättras för att mer simulera en förare som styr. Styrningen bör göras genom att applicera kraft i hydraulcylindrar snarare än att ge ett vridande moment på vridleden, (vilket har gjorts i den skapade modellen). Med fördel kan även styrsystemet modelleras i *Simulink*.

9.6 HYTT OCH FÖRARMILJÖ

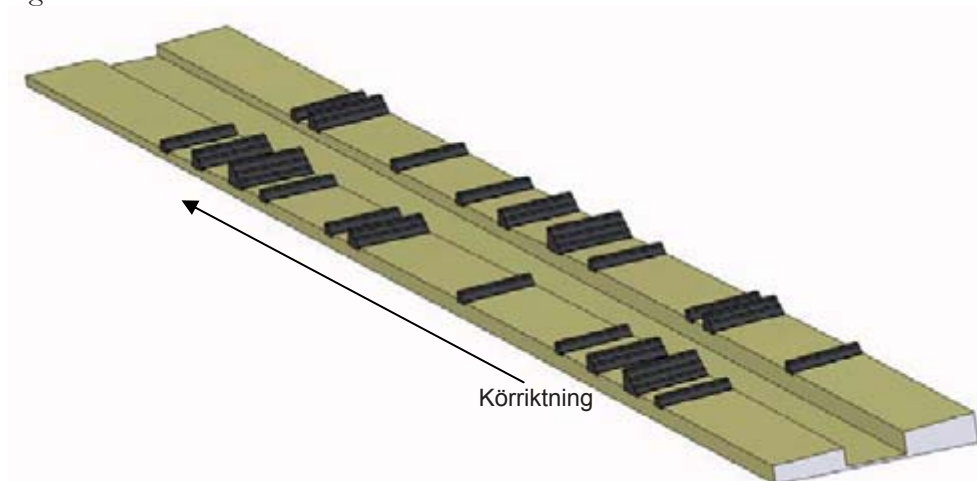
Som tidigare nämnts behöver hytten modelleras noggrannare för att mer likna originalet. Även delar av förarmiljön som påverkar förarens komfort bör integreras för att man ska kunna mäta de skillnader konstruktionsförändringar skulle ge på förarens komfort. Viktigaste delen för detta är stolsupphängningen. Kontakten mellan föraren och stolsramen bör även modelleras för att till funktionen likna en riktig dyna.

Referenser

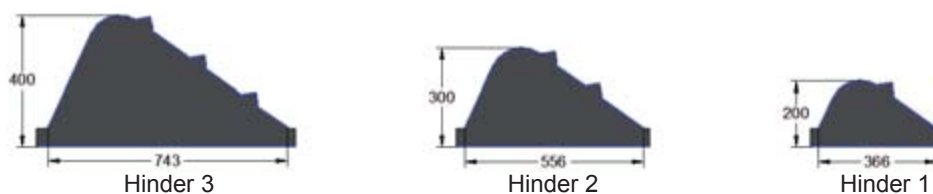
- Badamenti, J. M. & Doyle Jr. G. R. 1988. "Radial-Interradial Spring Tire Models", Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, January 1988, Vol. 110.
- Baes, J. 2008. "Vibrationsdämpning av skotare" Skogforsk, Uppsala, 2008.
- Captain, K. M., Boghani, A. B. & Wormley, D. N. 1979. "Analytical Tire Models for Dynamic Vehicle Simulation" Vehicle System Dynamics 8, 1979. Cosine Scientific Software, http://ftire.com/papers_etc.htm, sökt 2009-07-25 – 2009-12-15.
- Davis, D. C. 1974. "A Radial-Spring Terrain-Enveloping Tire Model" Vehicle System Dynamics 3, 1974. F-Tire, Cosine Scientific Software.
- Jönsson H., "Accelerometrar", http://www8.tfe.umu.se/courses/elektro/elmat1/v36_01_da/grupp6/hjaccel.html, sökt 2009-07-22.
- Löfgren, B. 1992. "Däck–markmodeller" Forskningsstiftelsen Skogsarbeten, Kista, 1992.
- Löfgren B. 2009. "Kinematic Control of Redundant Knuckle Booms with Automatic Path-Following Functions" Institutionen för maskinkonstruktion KTH, Stockholm, 2009.
- MD Adams R3, MSC Software.
- "Maskinelement handbok" Institutionen för maskinteknik KTH, Stockholm, 2005.
- MATLAB R2009a, MathWorks.
- Nakashima H., Wong J. Y., "A three dimensional tire model by the finite element method" Journal of Terramechanics, Vol. 30. No. 1, Great Britain, 1993.
- Nyberg C. 2003. "Mekanik grundkurs" Liber, Stockholm, 2003.
- Nyberg C. 2006. "Mekanik fortsättningskurs" Liber, Stockholm, 2006.
- Skogforsk, www.skogforsk.se, sökt 2009-07-23.
- Solid Edge, version 20, UGS Software.
- Wang, J., Alexander, L. & Rajamani R. 2004. "GPS based real-time tire-road friction coefficient identification" Department of mechanical engineering, University of Minnesota, Minnesota, 2004.

Testbana

Nedan visas i *Figur A1* en datamodell av den testbana som använts för testkörning. Körriktningen är uppåt åt vänster i figuren. Som man kan se i figuren lutar banan nedåt åt vänster och framåt i körriktningen. De tre hinder som använts visas i *Figur A2*. Banan är uppbyggd som tre sektioner. Varje sektion startar med *Hinder 1*, ett för varje hjul. Därefter kommer *Hinder 3* följt av *Hinder 2* för endast den ena sidan. Innan sektionen avslutas som den börjar finns ett *Hinder 2* på den andra sidan. De tre sektionerna syns ganska tydligt i *Figur A1*.



Figur A1.
Visualisering av testbana som använts för referenskörning och för simulering i Adams.



Figur A2.
De tre hindertyper som testbanan är uppbyggd av med införda mått för längd och totalhöjd samt med namn. Samtliga mått är i mm. Hindrens höjd är satt från nollnivån i banmodellen där de är nedsänkta 50 mm. (Således blir hindrens höjder 350, 250 respektive 150 mm)

I *Tabell A1* visas de mått som gäller för ovanstående bana. Mätpunkterna ger x - och z -koordinater för båda sidor om guppen. Nollpunkten för x - och z -koordinaterna ligger på högra sidan av första hindret i högra spåret, där banans högsta punkt är belägen.

Tabell A1.

Tabell för mätning av banuppställning vid referensbanan. Mätningar är utförda med nollnivån vid högra sidan om banans första högra hinder. Nollpunkten i x -led är satt vid första hindrets mittpunkt i x -led.

Höger bana		Vänster bana		<i>Alla mått i mm</i>
Z-Vänster	Z-Höger	Z-Vänster	Z-Höger	X-koordinat
-269	-207	-329	-300	27 620
-256	-216	-	-	26 460
-	-	-308	-281	25 650
-	-	-271	-271	23 410
-223	-186	-267	-254	22 050
-207	-182	-249	-223	18 410
-	-	-230	-220	16 920
-188	-156	-	-	15 850
-141	-123	-	-	12 920
-114	-98	-201	-152	11 000
-95	-38	-186	-133	5 570
-97	-41	-	-	4 410
-	-	-198	-153	3 600
-	-	-200	-123	1 350
-76	0	-187	-134	0

Joints och bushings

Tabell B1 listar de data som använts för hyttens bussningar i modellen. Koordinatsystemet för hyttbussningarnas data följer skotarens globala koordinatsystem. I Tabell B2 listas data för de translations- och rotationsleder som har ansatts någon form av fjäder- eller dämpnings- konstant samt friktionskoefficient. (Maskinelement Handbok 2005).

Tabell B1.

Tabell över data för hyttfästernas bushings så som de är ansatta i modellen.

	X	Y	Z	Roll	Pitch	Yaw
Fjäderkonstant [kN/m]	440	1 170	840	0	0	0
Dämpkonstant [kNs/m]	44	117	84	0	0	0
Fjäderkonstant [Nm/m]	0	0	0	0	1 000	1 000
Dämpkonstant [Nms/m]	0	0	0	0	100	100

Tabell B2.

Dämpnings- och fjäderkonstanter för translations- och rotationsleder. För friktionen i vridleder med koniska rullager antas dubbelt så hög friktion i tätning som i lager, samt dubbla lager per led.

	Fjäderkonst [N/m]	Dämpkonst [Ns/m]	μ	Radie (vridleder) [m]
Vridcylindrar	250 000	700 000	0,05	–
Stabiliseringscylindrar	0	3 000 000	0,05	–
Boggiled	0	0	0,0108	0,206
Rolled	0	0	0,0108	0,15
Vridled	0	0	0,05	0,05
Stol med förare	22 000	2 100	0,2	–
Hydraulcylinderfästen	0	0	0,05	0,02
Hjul	0	0	0,0108	0,05

F-tire

Nedan redovisas en kommenterad version av den däckfil som använts för att ta fram simuleringsresultaten som presenteras i resultatkapitlet och i *Bilaga 4B*. Filen sparas i filformatet TIR.

```

$-----
MDI_HEADER
[MDI_HEADER]
FILE_TYPE = 'tir'
FILE_VERSION = 4.0
FILE_FORMAT = 'ASCII'
(COMMENTS)
{comment_string}
'Tire Manufacturer - Nokian'
'Tire Type - Forest King F'
'Tire Dimension - 710/45 R 26.5'
'Pressure - 5.0 bar'
'File Generation Date - 03/03/11 10:32'
$-----
-SHAPE
[SHAPE] $ F-tire använder inte datan för däckets formfunktion
under SHAPE.
        $ Är endast med för att göra filen mer kompatibel med
        $ däcksimuleringsmodeller (se avsnitt 4.2.5).
{radial width}
1.0 0.0
1.0 0.4
1.0 0.9
0.9 1.0
$-----
-UNITS
[UNITS] $ Deklaration av enheter som behandlas i filen.
FORCE = 'NEWTON'
MASS = 'GRAM'
LENGTH = 'MM'
TIME = 'MILLISECOND'
ANGLE = 'DEGREE'
$-----
DIMENSION
[DIMENSION] $ Endast för kompatibilitet mot andra
däcksimuleringsmodeller.
UNLOADED_RADIUS = 670.0 $ [mm]
$-----
VERTICAL
[VERTICAL] $ Endast för kompatibilitet mot andra
däcksimuleringsmodeller.
$VERTICAL_STIFFNESS = 1700.0 $ [N/mm]
$VERTICAL_DAMPING = 200000.0 $ [Nms/mm]
$-----
-MODEL
[MODEL]
PROPERTY_FILE_FORMAT = 'FTIRE'
$-----
OPERATING_CONDITIONS
[OPERATING_CONDITIONS] $ Parametrar som kan varieras utan att
behöva
                        $ kompilera om Preprocessing-filen.
inflation_pressure = 1 $ [bar] $ Däcktryck som gäller vid
simuleringen.
activate_side_wall_model = 1 $ Aktivering av däckets
sidoväggar.

```

```

model_level = 6 $ [-]
$-----
PARAMETER
[FTIRE_DATA] $ Indata för däckfilen.
$basic data and geometry
*****
tire_section_width = 710 $ [mm]
tire_aspect_ratio = 45 $ [%] $ Andel av hjulradien som är
däck.
rim_diameter = 381 $ [mm]
rim_width = 600.4 $ [mm]
load_index = 910 $ [-]
rolling_circumference = 3939.55 $ [mm]
tread_lat_curvature_radius = 8000 $ [mm]
belt_lat_curvature_radius = 8000 $ [mm]
tread_width = 650 $ [mm]
tire_mass = 298342 $ [g]
interior_volume = 556e6 $ [mm^3]
volume_gradient = 0.47 $ [%/mm] $ Den relativa
volymminskningen av ett
                                $ däcksegment när segmentet
                                förskjuts mot
                                $ centrum.
belt_torsion_lat_displ_coupl = 0.0 $ [deg/mm]
$
$static and modal data for 1st infl. pressure
*****
stat_wheel_load_at_10_mm_defl = 10920 $ [N]
stat_wheel_load_at_20_mm_defl = 27300 $ [N]
dynamic_stiffening = 10 $ [%]
speed_at_half_dyn_stiffening = 5 $ [mm/ms]=[m/s] $
                                Deformatio
                                nshastighe
                                t
                                $ vid 10%
                                förstyvning.

radial_hysteretic_stiffening = 0 $ [%]
radial_hysteresis_force = 0 $ [N]
tang_hysteretic_stiffening = 0 $ [%]
tang_hysteresis_force = 0 $ [N]
belt_extension_at_200_kmh = 1.0 $ [%] $ Omkretsens utvidgning
                                i procent
                                $ vid 200 km/h relativt
                                stillastående

rel_long_belt_memb_tension = 82.0 $ [%] $ När kraften
påverkad av trycket i
                                $ belten kompenseras av
                                membran-
                                $ spänning i
                                longitudinellt led.

$ Frekvens för egenmoder.
f1 = 62.1 $ in-plane rotat. [Hz]
f2 = 81.4 $ in-plane transl. [Hz]
f4 = 80.0 $ out-of-plane rotat. [Hz]
$ Modala egendämpningen i absoluta värden. 1 > underkritiskt
1 = kritisk
$ 1 < överkritiskt.
D1 = 0.5 $ in-plane rotat. [-]
D2 = 0.8 $ in-plane transl. [-]
D4 = 0.5 $ out-of-plane rotat. [-]
$ Se avsnitt 4.2.6.5.

```

```

belt_in_plane_bend_stiffn = 5.5e7 $ [Nmm^2]
belt_out_of_plane_bend_stiffn = 200e8 $ [Nmm^2]
belt_lat_bend_stiffn = 5e7 $ [Nmm^2]
belt_twist_stiffn = 15.0e7 $ [Nmm^2/deg]
belt_torsion_stiffn = 1000.0 $ [N/deg]

$
rim_flange_contact_stiffness = 3000.0 $ [N/mm]
rim_to_flat_tire_distance = 30.0 $ [mm]
$
$tread properties
*****
tread_depth = 40 $ [mm]
tread_base_height = 15 $ [mm]
stiffn_tread_rubber = 64
tread_positive = 40 $ [%]
damping_tread_rubber = 0.02 $ [ms] 0.025
sidewall_to_tread_stiffn_ratio = 0.14 $ [ratio of
stiffn_tread_rubber]
lat_to_long_tread_stiffn_ratio = 0.8
tread_gluing_force_percentage = 5 $ [%]

$ Friktionskoefficienter samt slipvärden.
sliding_velocity = 0.1 $ [mm/ms]
blocking_velocity = 50.0 $ [mm/ms]
low_ground_pressure = 0.01 $ [bar]
med_ground_pressure = 3.0 $ [bar]
high_ground_pressure = 10.0 $ [bar]
mu_adhesion_at_low_p = 1.8 $ [-]
mu_sliding_at_low_p = 1.8 $ [-]
mu_blocking_at_low_p = 1.8 $ [-]
mu_adhesion_at_med_p = 1.8 $ [-]
mu_sliding_at_med_p = 1.8 $ [-]
mu_blocking_at_med_p = 1.8 $ [-]
mu_adhesion_at_high_p = 1.8 $ [-]
mu_sliding_at_high_p = 1.8 $ [-]
mu_blocking_at_high_p = 1.8 $ [-]
$
$tire imperfections
*****
static_balance_weight = 0.0 $ [g]
static_balance_ang_position = 0.0 $ [deg]
dynamic_balance_weight = 0.0 $ [g]
dynamic_balance_ang_position = 0.0 $ [deg]
radial_non_uniformity = 0.0 $ [%]
radial_non_unif_ang_position = 0.0 $ [deg]
tang_non_uniformity = 0.0 $ [%]
tang_non_unif_ang_position = 0.0 $ [deg]
ply_steer_percentage = 0.0 $ [%]
conicity = 0.0 $ [deg]
run_out = 0.0 $ [mm]
run_out_angular_position = 0.0 $ [deg]
$
$measuring conditions
*****
inflation_pressure = 5.0 $ [bar] $ Däcktryck för vilket
mätningarna är $ gjorda.
rim_inertia = 9.82671e9 $ [g*mm^2] $ Däckets uppbyggnad i
Adams.
$numerical data
*****
number_belt_segments = 60 $ 60

```

```

number_blocks_per_belt_segmn = 16 $ 16
number_tread_strips = 10 $
maximum_time_step = 0.2 $ [ms]
contact_processor_bound = 42 $ [%] Andel av omkretsen för
beräknas som
                                $ kontaktyta.
high_precision_tang_plane = 1 $ Ansätter precisionen för
kontaktberäkningen
                                $ mellan däck och väg.
BDF_parameter = 0.505 $ 0.5 .. 1.0 $[-] $ Numerisk parameter
för att
                                $ kontrollera det
                                implicita
                                $
                                integrationsschemat.
refresh_preprocessing = 1 $ 1 = kompilerar för varje
simulering.
                                $ 0 = kompilerar endast då ingen
                                kompilerad fil
                                $ redan finns.

```

Referensavvikelser

De relativa medeldifferenserna som antas vara godtagbara för simuleringsresultaten är för frekvensen 7,56 % samt -10,5 % medan de för amplituderna på amplitudtopparna är 21,34 % samt -10,89 %. Nedan i *Tabell D1* visas samtliga relativa avvikelser som ligger till grund för den sammansatta relativa avvikelser.

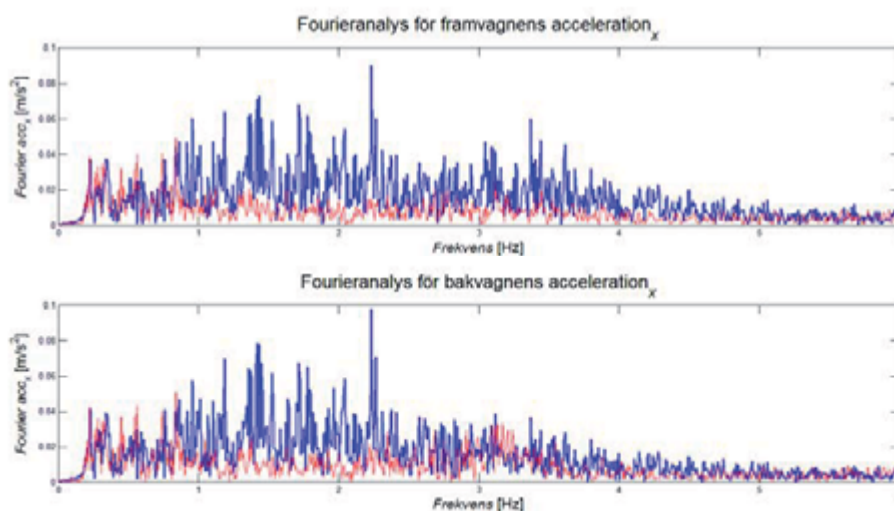
Tabell D1.

Tabell över medianvärden för amplitudtoppar från FFT-analysen av z- och y-accelerationer. Vid varje medianvärde anges även den relativa avvikelser till den mest avvikande toppen.

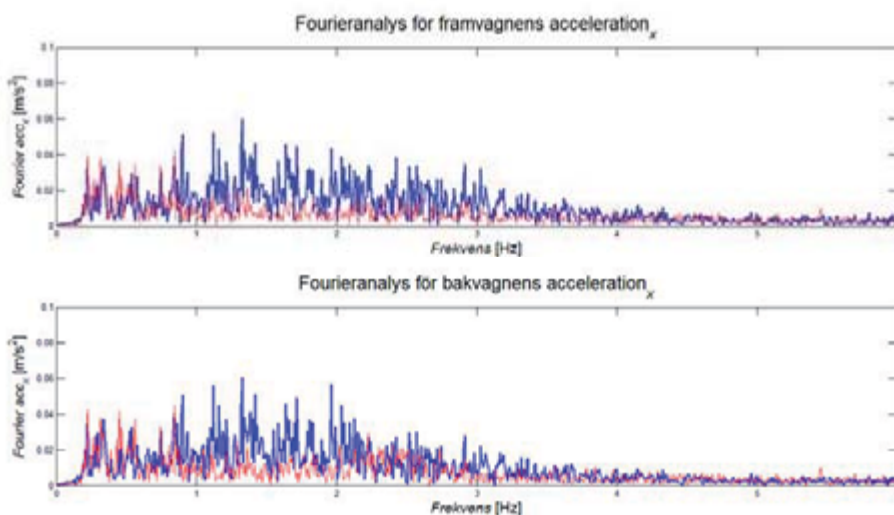
		5 bar, Z fram	5 bar, Y fram	5 bar, Z bak	5 bar, Y bak
Frekvens	Övre avvikelse	4,54 %	13,60 %	7,13 %	0,36 %
	Median	3,778 Hz	2,2165 Hz	4,066 Hz	1,938 Hz
	Nedre avvikelse	-11,38 %	-10,65 %	-8,42 %	-8,10 %
Amplitud	Övre avvikelse	24,83 %	30,44 %	53,43 %	4,85 %
	Median	0,1271 m/s ²	0,0942 m/s ²	0,1473 m/s ²	0,1599 m/s ²
	Nedre avvikelse	-0,04 %	-10,65 %	-8,42 %	8,10 %
		3 bar, Z fram	3 bar, Y fram	3 bar, Z bak	3 bar, Y bak
Frekvens	Övre avvikelse	4,67 %	0,8 %	8,45 %	14,12 %
	Median	3,3495 Hz	1,991 Hz	3,433 Hz	1,678 Hz
	Nedre avvikelse	-9,12 %	0 %	-4,43 %	-45,95 %
Amplitud	Övre avvikelse	25,36 %	9,06 %	14,54 %	9,74 %
	Median	0,0996 m/s ²	0,1067 m/s ²	0,1369 m/s ²	0,1304 m/s ²
	Nedre avvikelse	-23,05 %	-18,34 %	-11,91 %	-1,53 %
		1 bar, Z fram	1 bar, Y fram	1 bar, Z bak	1 bar, Y bak
Frekvens	Övre avvikelse	12,67 %	11,35 %	4,59 %	8,81 %
	Median	2,289 Hz	1,339 Hz	2,5825 Hz	1,339 Hz
	Nedre avvikelse	-14,33 %	-8,29 %	-6,64 %	-8,29 %
Amplitud	Övre avvikelse	52,35 %	14,04 %	6,91 %	10,46 %
	Median	0,0631 m/s ²	0,0716 m/s ²	0,1083 m/s ²	0,0998 m/s ²
	Nedre avvikelse	-4,63 %	-7,56 %	-17,19 %	-19,27 %

Grafer

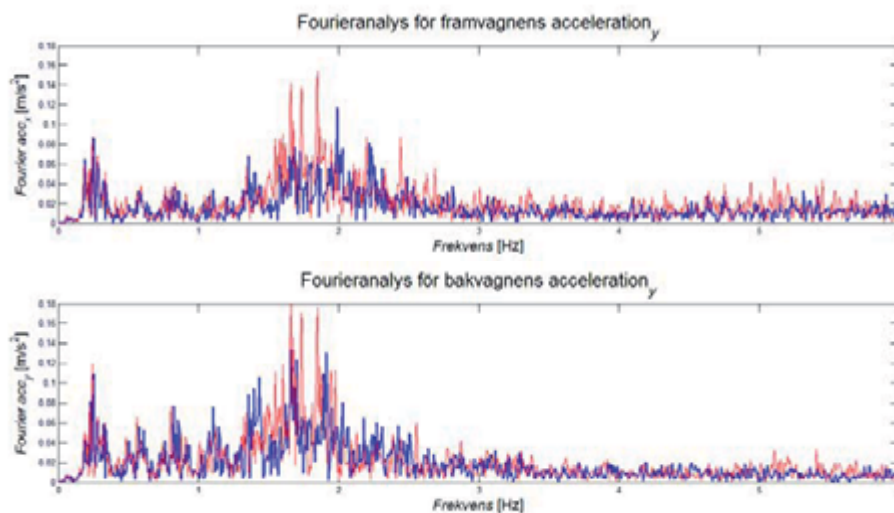
I Figurerna *E1* till *E6* redovisas grafer för jämförelse av accelerationer vid 3 och 1 bars däcktryck. Kommentarer till graferna och resultaten ges i bildtexterna. För varje sida representerar första figuren mätning och simulering vid 3 bars däcktryck medan andra figuren representerar mätning och simulering vid 1 bars däcktryck. Blå graf visar värden från referenskörning medan blå visar värden från simuleringsmodellen.



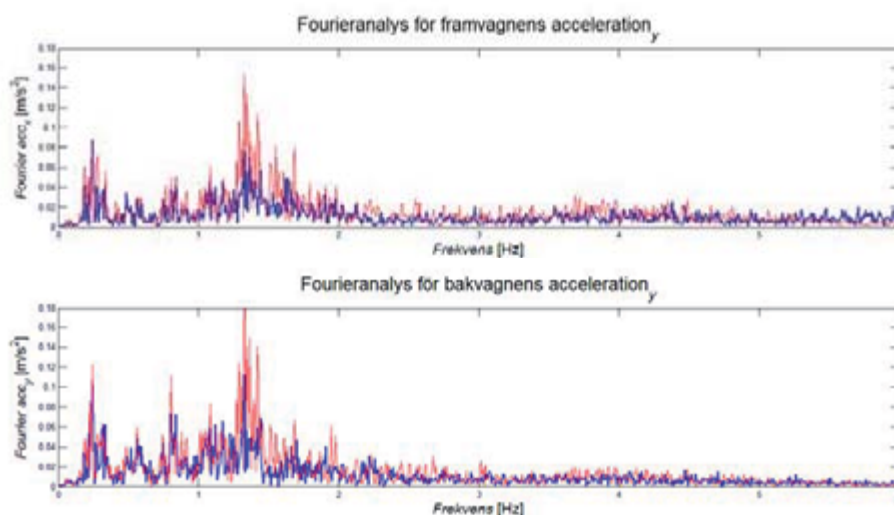
Figur E1:
Acceleration i x-led för 3 bars däcktryck för framvagn (övre) och bakvagn (nedre)



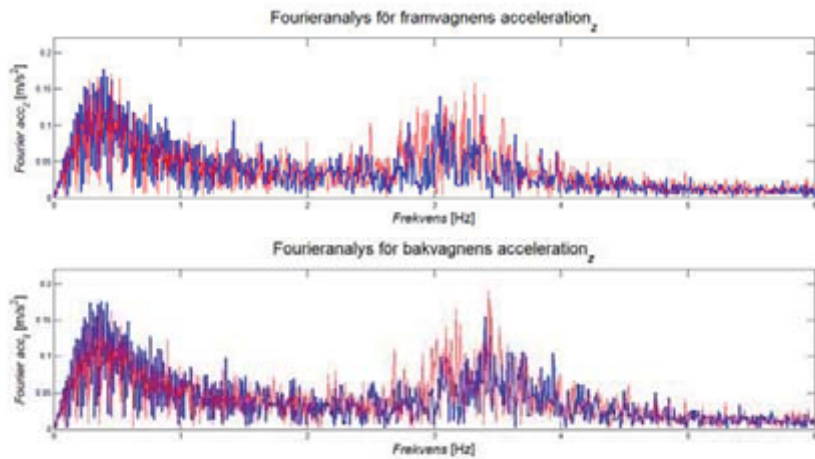
Figur E2:
Acceleration i x-led för 1 bars däcktryck för framvagn (övre) och bakvagn (nedre).



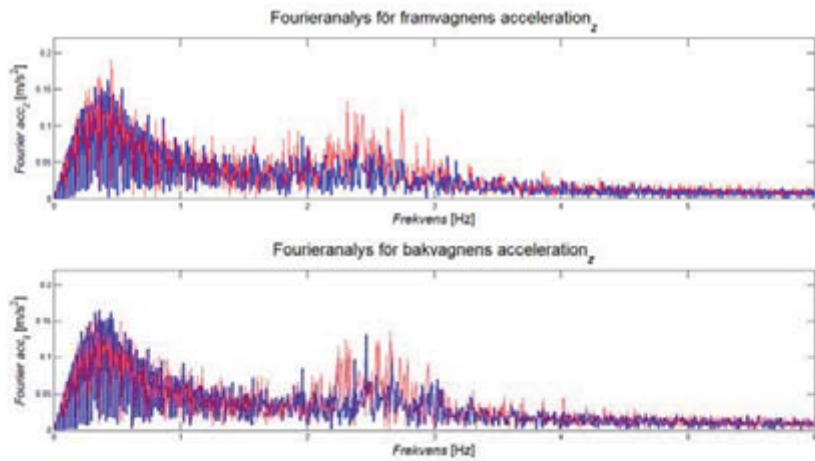
Figur E3:
 Accelerationer i y-led för framvagnen (övre) och bakvagnen (undre) vid testning med 3 bars däcktryck. Viss överskattning i modellen av nivåerna runt amplitudtoppen strax under 2 Hz förekommer. För framvagnen ger simuleringen dessutom för låg frekvens för nämnda amplitudtopp.



Figur E4:
 Accelerationer i y-led för framvagnen (övre) och bakvagnen (undre) vid testning med 1 bars däcktryck. Frekvenserna överensstämmer mycket bra men nivåerna för framför allt amplitudtoppen vid 1,4 Hz överskattas ordentligt.



Figur E5:
 Accelerationer i z-led för framvagnen (övre) och bakvagnen (undre) vid testning med 3 bars däcktryck.
 Frekvenserna överensstämmer mycket bra gällande både nivå och frekvens.



Figur E6:
 Accelerationer i z-led för framvagnen (övre) och bakvagnen (undre) vid testning med 1 bars däcktryck.
 Frekvenserna överensstämmer gällande frekvens men en viss överskattning av nivå i området 2–3 Hz.

Arbetsrapporter från Skogforsk fr.o.m. 2009

År 2009	
Nr 669	Almqvist, C., Eriksson, M. & Gregorsson, B. 2009. Cost functions for variable costs of different Scots pine breeding strategies in Sweden. 12 s.
Nr 670	Andersson, M. & Eriksson, B. 2009. HANDDATORER MED GPS. För användning vid röjningsplanläggning och röjning. 25 s.
Nr 671	Stener, L.G. 2009. Study of survival, growth, external quality and phenology in a beech provenance trial in Rånna, Sweden. 12 s.
Nr 672	Lindgren, D. 2009. Number of pollen in polycross mixtures and mating partners for full sibs for breeding value estimation. 15 s.
Nr 673	Bergkvist, I. 2009. Integrerad avverkning av grotbuntar. 21 s.
Nr 674	Rosvall, O. 2009. Kompletterande strategier för det svenska förädlingsprogrammet. 26 s.
Nr 675	Arlinger, J., Barth, A. & Sonesson, J. 2009. Förstudie om informationsstandard för stående skog. 21 s.
Nr 676	Nordström, M. & Möller J. J. 2009. Den skogliga digitala kedjan – Fas 1. 38 s.
Nr 677	Möller J.J., Hannrup, B., Larsson, W., Barth, A. & Arlinger, J. 2009. Ett system för beräkning och geografisk visualisering av avverkade kvantiteter skogsbränsle baserat på skördardata. 36 s.
Nr 678	Enström, J. & Winberg, P. 2009. Systemtransporter av skogsbränsle på järnväg. 27 s.
Nr 679	Iwarsson Wide, M. & Belbo, H. 2009. Jämförande studie av olika tekniker för skogsbränsleuttag. – Skogsbränsleuttag med Naarva-Gripen 1500-40E, Bracke C16.A och LogMax 4000, Mellanskog, Färila. 43 s.
Nr 680	Iwarsson Wide, M. 2009. Jämförande studie av olika metoder för skogsbränsleuttag. Metodstudie – uttag av massaved, helträd, kombinerat uttag samt knäckkvistning i talldominerat bestånd, Sveaskog, Askersund. 25 s.
Nr 681	Iwarsson Wide, M. 2009. Teknik och metod Ponsse EH25. – Trädbränsleuttag med Ponsse EH25 i kraftledningsgata. 14.
Nr 682	Iwarsson Wide, M. 2009. Skogsbränsleuttag med Bracke C16. – Bränsleuttag med Bracke C16 i tall respektive barrblandskog. 14 s.
Nr 683	Thorsén, Å. & Tosterud, A. 2009. Mer effektiv implementering av FoU-resultat. – En intervjuundersökning bland Skogforsks intresenter. 58 s.
Nr 684	Rytter, L., Hannerz, M., Ring, E., Högbom, L. & Weslien, J.-O. 2009 Ökad produktion i Svenska kyrkans skogar – Med hänsyn till miljö och sociala värden. 94 s.
Nr 685	Bergkvist, I. 2009. Skördarstorlek och metod i förstagallring av tall och gran – studier av prestation och kvalitet i förstagallring. 29 s.
Nr 686	Englund, M. 2009. Röststyrning av aggregatet på en engreppsskördare – En Wizard of Oz-studie. 32 s.
Nr 687	Lindgren, D. 2009. Polymix breeding with selection forwards. 14 s.
Nr 688	Eliasson, L., Nordén, B. 2009. Fyra olika studier med A-gripen. 31 s.
Nr 689	Larsson, F. 2009. Skogsmaskinföretagarnas kundrelationer, lönsamhet och produktivitet. Under bearbetning. 44 s.
Nr 690	Jönsson, P., Löfroth, C. & Englund, M. 2009. Förarstol för stående arbetsställning – en pilotstudie. 12 s.
Nr 691	Brunberg, T., Lundström, H. & Thor, M. 2009. Gallringsstudier hos SCA vintern och sommaren 2009. 26 s.
Nr 692	Eliasson, L. & Johannesson, T. 2009. Underväxtens påverkan på bränsleanpassad slutavverkning – Studie från avverkning hos Sca Skog AB. 11 s.
Nr 693	Nordén, B. & Eliasson, L. 2009. En jämförelse av ett Hugglinksystem med en traktormonterad flishugg vid flisning på avlägg. 9 s.
Nr 694	Hannrup, B. et al., 2009. Utvärdering av ett system för beräkning och geografisk visualisering av avverkade kvantiteter skogsbränsle. 42 s.
Nr 695	Iwarsson Wide, M. 2009. Skogsbränsleuttag i vägkanter. Prestationsstudie – uttag av Skogsbränsle i väggkant med BRACKE C16. 14 s.
Nr 696	Iwarsson Wide, M. 2009. Skogsbränsleuttag i vägkanter. Prestationsstudie – uttag av Skogsbränsle i väggkant med ponsse dual med EH 25. 15 s.

Nr 697	Almqvist, C. & Wennström, U. 2009. Granfröplantageskötselresa 2009-08-31–200-09-03. Noter från besök i respektive plantage. 22 s.
Nr 698	Wilhelmsson, L. m.fl. 2009. D3.1 Initial analysis of drivers and barriers. 41 s.
Nr 699	Wilhelmsson, L. m.fl. 2009. D3.2 Existing models and model gap analyses for wood properties. 54 s.
År 2010	
Nr 700	Hannerz, M. & Cedergren, J. 2010. Attityder och kunskapsbehov – förädlad skogsodlingsmaterial. 56 s.
Nr 701	Rytter, R.M. 2010. Detektion av röta i bokved – resultat av mätthöjd, riktning och tidpunkt. 10 s.
Nr 702	Rosvall, O. & Lindström, A. 2010. Förädlings effekter i Sveriges skogar - kompletterande scenarier till SKA-VB 08. 31 s.
Nr 703	von Hofsten, H. 2010. Skörd av stubbar – nuläge och utvecklingsbehov. 18 s.
Nr 704	Karlsson, O. & Nisserud, F. 2010. Utveckling av en dynamisk helfordonsmodell för skotare. 73 s.
Nr 705	Eliasson, L. & Johannesson, T. 2010. Förröjningens påverkan på grotskotning – En studie av produktivitet, ekonomi, grotkvalitet hos SCA skog. 9 s.
Nr 706	Rytter, L. & Stener L.G. 2010. Uthållig produktion av hybridasp efter skörd – Slutrapport 2010 för Energimyndighetens projekt 30346. 23 s.